



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

BLOK VZNĚTOVÉHO MOTORU 2.0L

ENGINE BLOCK FOR DIESEL ENGINE 2.0 L

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michael Kudlík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2017



VYSOKÉ UČENÍ FAKULTA
TECHNICKÉ STROJNÍHO
V BRNĚ INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Michael Kudlík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Svída, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Blok vznětového motoru 2.0L

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte dostupnou pevnostní analýzu a případné konstrukční úpravy bloku vznětového motoru pro motor o objemu 2.0 L.

Cíle diplomové práce:

Vytvořit CAD model pro zadaný blok vznětového motoru.
Provést analýzu sil, které na blok motoru působí.
Sestavit výpočtový model.
Provést dostupné pevnostní analýzy.
Zhodnotit výsledky a navrhnout vhodné konstrukční úpravy.

Seznam literatury:

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.


JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s.
ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 28. 9. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce popisuje problematiku bloku motoru a klikových skříní. V počáteční fázi tohoto projektu je důležitým úkolem vytvoření 3D modelu bloku motoru a určení namáhání bloku motoru. Simulace a vyhodnocení řešení daného problému je provedeno metodou konečných prvků na základě znalostí programu Ansys. Závěrem je proveden konstrukční návrh pro zvýšení tuhosti bloku

KLÍČOVÁ SLOVA

Blok motoru, 3D model, 3D skenování, výpočtový model, metoda konečných prvků, redukované napětí

ABSTRACT

This diploma thesis describes the problems of the engine block and crankcase. As a one of the most important and first part of this task is creating a 3D simulation model of a engine block and calculating load forces of engine block. The simulation and evaluation of the solution are calculated by using method finite element, software Ansys. The conclusion and ending point of the od the diploma thesis construction design of stiffness increase.

KEYWORDS

Engine block, model, 3D scanning, computational model, fine element method, equivalent stress, mass reduction.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUDLÍK, M. *Blok vznětového motoru 2.0L*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 62 s. Vedoucí diplomové práce David Svída.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2017

.....

Bc. Michael Kudlík



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl především poděkovat panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za velmi obětavé vedení při tvorbě diplomové práce, vstřícnost a přátelský přístup.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu a trpělivost během mého studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Stručná historie spalovacích motorů.....	11
1.1 Rozdělení podle použitelného média	11
1.1.1 Motory s vnějším spalováním	11
1.1.2 motory s vnitřním spalováním	11
2 Pístové spalovací motory	13
2.1 Dělení pístových motorů dle různých hledisek.....	13
2.2 Hlavní části pístových spalovacích motorů	14
3 Kliková skříň a blok motoru.....	15
3.1 Kliková skříň.....	15
3.2 Blok motoru	16
3.2.1 Dosedací plocha pro hlavu válců.....	16
3.2.2 Materiály bloku motoru a povrchu válců	17
3.2.3 Lom bloku motoru	19
4 Silové působení v klikovém mechanismu	21
4.1 Zadané parametry	21
4.2 Rozbor sil v klikovém mechanismu.....	22
4.2.1 Síly od tlaku plynů.....	22
4.2.2 Setrvačné síly.....	23
4.2.3 Síly v ojnicím čepu	28
4.2.4 Síly zatěžující hlavní ložiska	28
4.2.5 Síly od předpětí šroubů.....	31
5 Model vznětového bloku motoru.....	32
5.1 3D skenování	32
Princip snímání	32
Kalibrace skeneru	33
Příprava skenované součásti	33
Skenování	34
Zpracování dat	35
5.2 Tvorba 3D modelu	35
6 Pevnostní analýza	37
6.1 Diskretizace modelu a tvorba výpočtové sítě	37
6.1.1 Oprava geometrie modelu	37
6.1.2 Tvorba výpočtové sítě	38
6.2 Sestavení výpočtového modelu	40



6.2.1	Kontakty a okrajové podmínky	40
6.2.2	Síly.....	41
6.3	Modální analýza.....	43
6.4	Výsledky MKP simulace	45
6.4.1	blok motoru bez úprav	45
	Analyzovaný stav A	47
	47
	Analyzovaná stav B	48
6.5	Konstrukční úpravy.....	49
6.5.1	Ložiskový rám 1	49
6.5.2	Ložiskový rám 2	51
	Analyzovaný stav A	53
	Analyzovaný stav B.....	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	60



ÚVOD

Srdcem celého automobilu je motor, jedná se o výrobně nákladnou a obtížně diagnostikovatelnou část automobilu. Přestože jsou motory automobilů namáhány vysokými tlaky, silami a v neposlední řadě i teplotou, je v současné době trendem odlehčovat automobilové části, ať již za účelem snížení výrobních nákladů, nebo snížení hmotnosti. Konstrukčně složitou a výrobně nákladnou částí motoru je blok motoru. Blok motoru je základním nosným prvkem s nejvyšší tuhostí, sloužící pro uchycení dalších částí spalovacího motoru, např.: hlavy válců, klikového ústrojí, příslušenství apod.

Tato práce je zaměřena na tuhost konstrukce již vyráběného bloku motoru, který je zobrazen na obr.1. Tento blok motoru bude sloužit jako základ stavby závodního motoru o vyšším výkonu.

V první části nahlédneme do problematiky pístových spalovacích motorů a jejich konstrukce. Zaměříme se, na konstrukční řešení bloků motoru a jejich časté problémy, zejména problémy spojené se zvyšováním výkonu motoru.

V dalších částech se budeme zabývat již daným blokem motoru. Nejprve zabředneme do problematiky reverzního inženýrství formou digitalizace stávajících součástí. Jedná se o 3D skenování a tvorbu 3D modelu bloku motoru. Sloužícího k následné simulaci v maximálních zátěžných stavech bloku motoru.

Výsledkem bude pevnostní analýza bloku motoru, spolu s vyhodnocením výsledů pevnostní analýzy. Závěrem bude navrženo konstrukční řešení vedoucí ke zvýšení tuhosti bloku motoru, na základě pevnostní analýzy. Konstrukční řešení bude ověřeno simulací a následně vyhodnoceno porovnáním obou stavů.



Obr. 1 Blok motoru 2.0 TDI



1 STRUČNÁ HISTORIE SPALOVACÍCH MOTORŮ

Spalovací motor, je tepelný stroj, který získává tepelnou energii a pomocí vhodného plynného média ji přenáší na mechanickou práci. [1]

1.1 ROZDĚLENÍ PODLE POUŽITELNÉHO MÉDIA

1.1.1 MOTORY S VNĚJŠÍM SPALOVÁNÍM

Mezi motory s vnějším spalováním řadíme motory, u kterých se jako médium pro přenos energie využívá vodní pára, vzduch, nebo některé plyny. Pro motory s vnějším spalováním patří pístový parní stroj, Stirlingův motor, nebo parní turbína. [1]



Obr. 2 Stephansonova lokomotiva [2]

1.1.2 MOTORY S VNITŘNÍM SPALOVÁNÍM

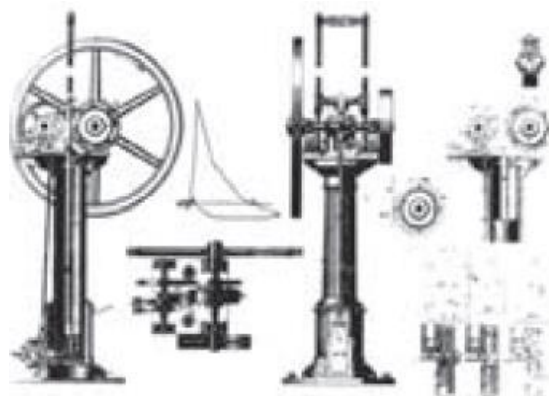
Mezi motory s vnitřním spalováním řadíme motory, u kterých je energie přenášena přímo z hoření paliva. Pro motory s vnitřním spalováním patří pístový spalovací motor a spalovací turbína. [1]

1.1.2.1 ZÁŽEHOVÝ MOTOR

První patent na motor poháněný svítiplynem získal v roce 1807 Issac de Rival, na svém motoru však nepokračoval ve vývoji. V roce 1860 v Paříži Jean Joseph Etienne Lenoir postavil dvojčinný dvoudobý motor s šoupátkovým rozvodem poháněný svítiplynem, nebo vodíkem. V pozdější době i na tuhá paliva směsí se vzduchem a byl zapalovaný pomocí elektrické jiskry.



Svoje plány prodal Němci Nikolausovi Augustovi Ottovi, který motor vylepšoval a vyrobil i první čtyřdobý motor. V roce 1889 se zrodil automobil. [1, 2]



Obr. 3 Plynový motor Nikolause Otta [2]

1.1.2.2 VZNĚTOVÝ MOTOR

Němec Rudolf Diesel chtěl průběh tepelného motoru více přiblížit ideálnímu Carnotově cyklu. Dieselův motor měl vyšší účinnost a mohl nahradit parní stroje. Palivem byl petrolej rozprašovaný do válce pod tlakem vzduchu. Pro velké rozměry byly tyto motory nejprve používány jako motory stabilní, nebo lodní. Při náhradě vstřikování paliva tlakem vzduchu vstřikovacím čerpadlem se snížila hmotnost motoru a bylo umožněno motor použít do prvního automobilu. [1, 2]



Obr. 4 Diesel 1897 [1]



Obr. 5 První automobil s naftovým motorem [1]



2 PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

2.1 DĚLENÍ PÍSTOVÝCH MOTORŮ DLE RŮZNÝCH HLEDISEK

PRACOVNÍHO CYKLU

- Dvoudobé
- Čtyřdobé

DRUHU PALIVA

- Zážehové
- Vznětové

POČTU VÁLCŮ

- Jednoválcové
- Víceválcové

USPOŘÁDÁNÍ VÁLCŮ

- Řadové
- Motory do V – dvouřadové
- Motory do W – třířadové
- Boxer
- Wankel – motor s rotačním pístem
- Letecké motory
 - S protiběžnými písty
 - Motory do H, nebo X
 - Jedno hvězdicové
 - Několika hvězdicové

ZPŮSOBU CHLAZENÍ

- Vzduchem
- Kapalinou

ÚČELU A VÝKONU

- Stabilní
- Automobilové
- Nákladní
- Letecké



2.2 HLAVNÍ ČÁSTI PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

PEVNÉ ČÁSTI

- Víko hlavy válců
- Hlava válců
- Válce
- Sací a výfukové potrubí
- Kliková skříň, blok válců
- Spodní víko motoru (olejová vana)

POHYBLIVÉ ČÁSTI

- Pístní skupina – píst, pístní kroužky, pístní čep, zajištění pístního čepu
- Ojnice
- Klikový hřídel
- Rozvodový mechanismus – pohon rozvodu, vačková hřídel, ventily, ventilové pružiny, páky nebo ventilová vahadla
- Setrvačník

PŘÍSLUŠENSTVÍ MOTORU A OSTATNÍ ČÁSTI

- Systém vstřikování paliva
- Zapalovací soustava – u zážehových motorů
- Zařízení pro spouštění studeného motoru
- Alternátor
- Servo
- Kompresor klimatizace



3 KLIKOVÁ SKŘÍŇ A BLOK MOTORU

Základní požadavky na klikovou skříň a blok motoru je nést klikový hřídel. Vyrovnávat vnitřní síly a momenty, které vznikají při procesu spalování, nebo jako reakční moment od spojky. Také může zachycovat vnější síly, například u motocyklů, kde může být součástí nosného rámu. U traktorů je blok motoru nosnou částí, na který je upevněna přední náprava a blok motoru spojuje přední nápravu se zadní částí. [1, 3]

3.1 KLIKOVÁ SKŘÍŇ

Kliková skříň se dříve používala z důvodu problému odlití složitého odlitku bloku motoru jako celek. Z toho důvodu se odlévala kliková skříň zvlášť, na kterou byly montovány válce jako odlitek jednoho, dvou, či více válců. [1, 3]

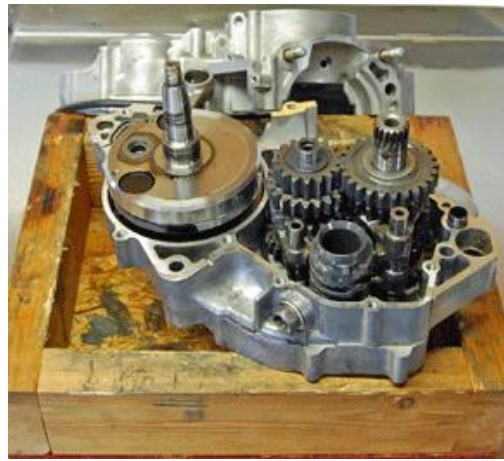
V dnešní době se používá kliková skříň u čtyřdobých vzduchem chlazených motorů, který je znázorněný na obr. 6. Na klikovou skříň jsou dále nasazeny válce s žebrováním samostatně z důvodu proudění vzduchu.

Dále je používána kliková skříň u dvoudobých motorů, která je zobrazena na obr. 7. Kliková skříň je odlévána spolu s převodovou skříní jako jeden celek a je dělena na dvě, nebo více částí.

V poslední řadě se používá kliková skříň u velkých motorů, u nichž by nebylo možné tak velký odlitek odlít, nebo přepravovat. [1, 3, 4]



Obr. 6 Kliková skříň Tatra 815 [6]



Obr. 7 Kliková skříň dvoudobého motoru [6]



3.2 BLOK MOTORU

Blok motoru je v dnešní době využíván u motorů chlazených kapalinou. Jedná se o odlitek, v kterém je přímo vyhonovaný válec, nebo jsou do něj vkládány vložky válce. Je využíván jako nosný prvek, na který jsou připevněny ostatní části motoru. Z horní strany hlava válců, ze spodní klikový hřídel a olejová vana, zepředu a z boku další příslušenství. [1, 3]

3.2.1 DOSEDACÍ PLOCHA PRO HLAVU VÁLCŮ

Podle dosedací plochy pro hlavu válců se bloky motoru rozlišují na bloky s otevřenou dosedací plochou chladič kapaliny (Open-deck) a na bloky s uzavřenou dosedací plochou chladič kapaliny (Close-deck). [1, 3]

3.2.1.1 OTEVŘENÁ DOSEDACÍ PLOCHA (OPEN-DECK)

Na obr. 8 je zobrazen blok motoru s otevřenou dosedací plochou (Open-deck), jehož výhodou je možnost náhrady pískového jádra ocelovou kokilou. Tento způsob náhrady vede k možnosti použití tlakového lití a tím ke snížení nákladů na odlévání bloku motoru. [1, 3]

Další výhodou je chlazení válce v oblasti prvního pístního kroužku. Otevřený blok má však nevýhodu v dosedací ploše válce na hlavu válce. Válec má nižší tuhost, vzhledem k vysoké pracovní teplotě a tlaku v dosedací ploše vznikají ohybové deformace. Tím je více zatěžována dosedací plocha hlavy válců. Pomocí použití heterogenních bloků, je možnost tyto deformace omezit. [1, 3]

Bloky motoru s otevřenou dosedací plochou válce (Open-deck) se využívají zejména u zážehových motorů, jelikož tam nejsou tak vysoké spalovací tlaky. [1, 3]



Obr. 8 Blok motoru Open-deck [7]



3.2.1.2 UZAVŘENÁ DOSEDACÍ PLOCHA (CLOSE-DECK)

Na obr. 9 je zobrazen blok motoru s uzavřenou dosedací plochou (Close-deck). Tyto bloky motorů se používají téměř výhradně u vznětových motorů, jelikož dosahují vyšší tuhosti. U vznětového motoru jsou několikanásobně vyšší spalovací tlaky, z čehož plyne, na stěnu válce působí několikanásobně vyšší síly. [1, 3]



Obr. 9 Blok motoru Close-deck [8]

3.2.2 MATERIÁLY BLOKU MOTORU A POVRCHU VÁLCŮ

3.2.2.1 ŠEDÁ LITINA

Blok motoru odlévaný z šedé litiny bývá pracovní plocha válce zhotovena přímo z odlévaného materiálu. Mají vyšší tuhost oproti blokům z hliníkových slitin, díky tomu může být blok použit jako nosná konstrukce například u traktorů. Kde je přední náprava upevněna přímo na bloku motoru a pomocí bloku motoru spojena se zadní částí traktoru. Bloky motoru z šedé litiny pohlcují lépe vibrace než bloky z hliníkových slitin. Z těchto důvodů se bloky motorů z šedé litiny využívají zejména pro vznětové motory, kde jsou namáhány vyššími tlaky a rázy než u zážehových motorů. [5]

3.2.2.2 HLINÍKOVÉ SLITINY

Hliníkové bloky motoru jsou odlévány dle provedení válce motoru. Mají nižší hmotnost a lepší tepelnou vodivost než bloky motoru z šedé litiny. Tyto výhody však vedou k vyššímu namáhání bloku válce, zejména z důsledku tepelné vodivosti. U bloku motoru z hliníkových slitin je složitější provedení pracovní plochy válce. Dělí se na monolitické, quasi-monolitické a heterogenní. [3, 5]



MONOLITICKÉ BLOKY

Monolitické bloky motoru jsou lité nízkotlakým litím nadeutektické slitiny Al-Si. Povrch válce je honován a po honování je odleptána vrstvička Al, to vede k „vystoupení“ křemičitých zrn na povrch válce. Tyto zrna křemíku tvoří pro dráhu pístu a pístní kroužky velmi odolnou vrstvu. Tato metoda je nazývána jako Alusil. [1, 5]

QUASI-MONOLITICKÉ BLOKY

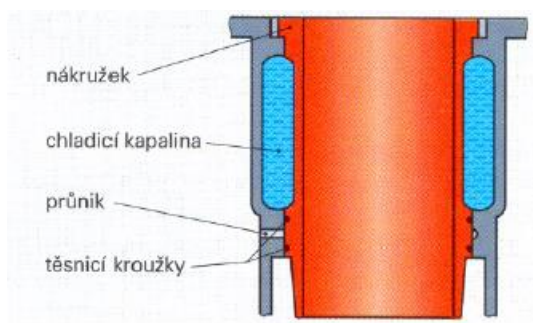
Qasi-monolitické bloky jsou vyráběny ze slitin hliníku. Na pracovní plochu válce je galvanicky nanese vrstvička niklu s krystalky křemíku (Ni – SiC). Tato metoda se nazývá Nikasil. Při vkládání křemíkových vláken do matrice se metoda nazývá Lokasil. [1, 5]

Další možností je infiltrace hliníku pod pomalu vzrůstajícím tlakem do keramických částeczek nebo vláken tvořících pórovitou kostru vloženou do kokily. Tvrdá keramická vlákna zabraňují přímému styku pístních kroužků s hliníkovou stěnou. [1, 5]

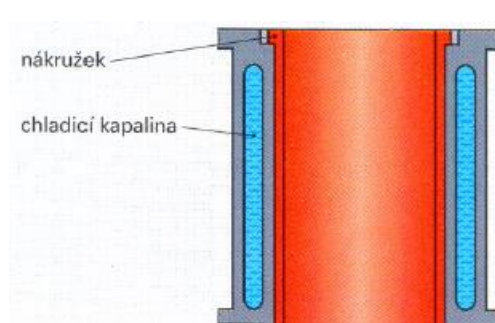
HETEROGENNÍ BLOKY

U heterogenních bloků je vloženo pouzdro, které je vyrobeno z šedé litiny, ze slitiny hliníku a křemíku (Al – Si), nebo ze spékaných kovů.

Vložený válec (mokrý vložka) je v přímém styku s chladicí kapalinou, což zlepšuje účinnost chlazení. Pokud dojde k opotřebení, nebo poškození, lze snadno vložený válec vyměnit. Aby vložené válce dobře těsnili, musí být uloženy s určitým přesahem nad blok motoru. Pro představu asi o 0,05 mm až 0,10 mm. Přesahu je dosaženo pomocí měděných vymečovacích podložek, které jsou vkládány pod vložený válec. Vymečovací podložky mají utěsnit prostor chladicí kapaliny, aby nevnikla do klikové skříně. [1, 5]



Obr. 10 Vložený válec [9]



Obr. 11 Vložka válců [9]

Vložka válců (suchá vložka) není v přímém styku s chladicí kapalinou. Vložka je nalisována, nebo zalita do bloku motoru. Je kladen vyšší nárok na přesnost výroby, jelikož vložka válce musí dokonale sednout na dosedací plochu bloku motoru z důvodu přestupu tepla při chlazení. Blok motoru s vložkou válce má vyšší tuhost a odpadájí tím problémy s utěsněním chladicí kapaliny motoru. [1, 5]

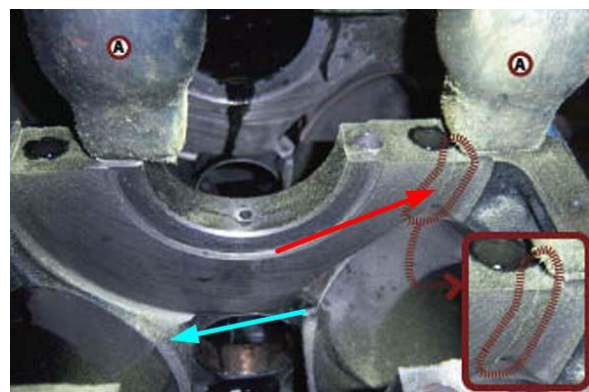
3.2.3 LOM BLOKU MOTORU

Jak bylo uvedeno výše, blok motoru je základním nosným prvkem všech částí a komponentů spalovacího motoru. Zachycuje síly vytvořené spalovacím procesem, které jsou rozebrány v kapitole 4. Jeho části jsou namáhány tahem, tlakem, pnutím v různých osách a vysokými teplotami. Tyto síly se během spalovacího procesu rychle mění a střídají z tahu na tlak.

Na obr. 12-14 jsou zobrazeny bloky motorů, u kterých již došlo k problémům s pevností. Jedná se především o bloky závodních motorů. Které byly zatěžovány vyššími silami, než byly konstruovány. [18]



Obr. 12 Trhlina ve středu hlavního ložiska [18]



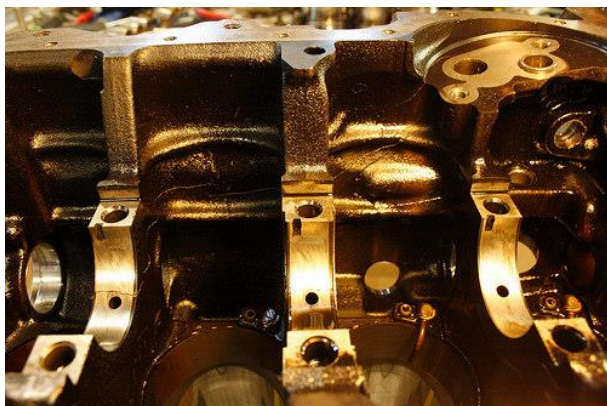
Obr. 13 Trhlina u šroubu hlavního ložiska [18]



Obr. 14 Blok vidlicového motoru [19]



Na obr. 15-18 je zobrazen typově stejný blok motoru jako zadaný v této práci. Šířící se trhlina znázorněná na obr. 15 a 16 má počátek v okolí hlavních ložisek, čemuž nasvědčuje obr. 18 na kterém je znázorněna trhlina závitů hlavního víka ložiska.

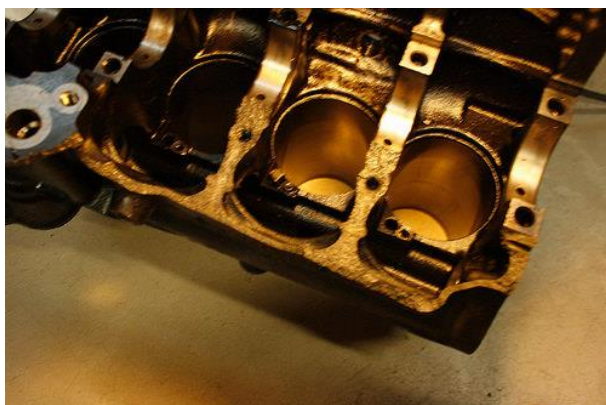


Obr. 15 Trhlina pláštěm bloku motoru [19]

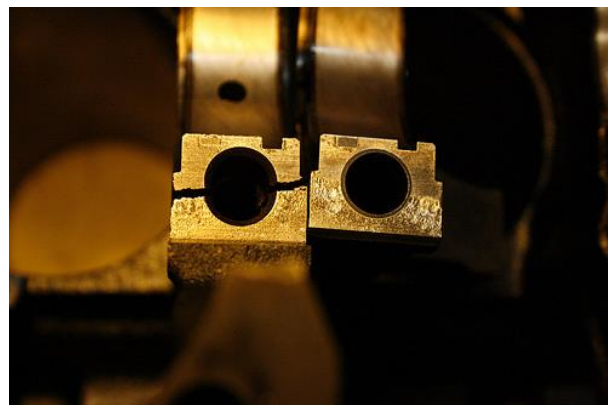


Obr. 16 Trhlina hlavním ložiskem [19]

Na víku hlavního ložiska je otláčena část dosedací plochy s blokem motoru, což nasvědčuje k rozevírání víka vlivem velkých sil zatěžujících hlavní ložiska.



Obr. 17 Lom bloku [19]



Obr. 18 Trhlina víka ložiska [19]

Z výše uvedených poznatků, budu vycházet v následující práci. Práce bude zaměřena zejména na uložení klikové hřídele. Jelikož je z výše uvedených obrázků zřejmé, že problémy bloků motorů jsou spočívají zejména v okolí uložení klikové hřídele.



4 SILOVÉ PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

V bloku motoru působí na klikové ústrojí dva druhy sil, tzv. primární a sekundární síly.

Primární síly, jsou síly tvořené tlakem plynů ve spalovacím prostoru. Síly od tlaku plynů, jsou přeneseny ojnící a klikovým hřídelem na hlavní ložiska bloku motoru.

Sekundární síly, jsou setrvačné síly vznikající pohybem rotujících a posuvných částí klikového mechanismu. [11]

4.1 ZADANÉ PARAMETRY

Ze zadaného bloku motoru, který je zobrazen na obr. 1 plynou základní parametry pro výpočet silového působení. Jedná se o vznětový motor koncernu Volkswagen, známý pod označením 2.0 TDI 125 kW, který bude použit jako základ pro stavbu závodního motoru o maximálním výkonu 348 kW a maximálním kroutícím momentem 639 Nm.

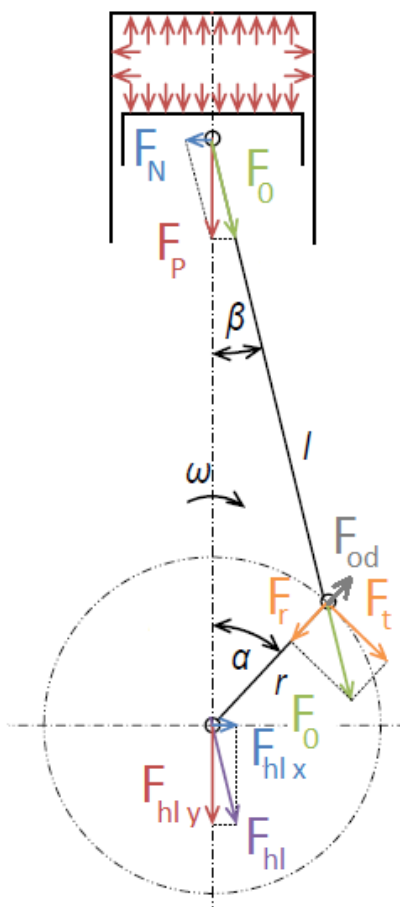
Tab. 1 Výchozí rozměry

	Hodnota	Jednotky
Počet válců	4	-
Pořadí zapalování	1-3-4-2	-
Vrtání	81	[mm]
Zdvih	95,5	[mm]
Zdvihový objem	1968	[cm ³]
Spalovací tlak	152,6	[Mpa]
Výkon	348	[kW]
Kroutící moment	639	[Nm]



4.2 ROZBOR SIL V KLIKOVÉM MECHANISMU

Na obr. 19 jsou zobrazeny síly od tlaku plynů působící v klikovém mechanismu.



Obr. 19 Síly v klikovém mechanismu [10]

4.2.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Tlaku plynů působí ve spalovacím prostoru na hlavu válce, válec a dno pístu. Síla F_p působí v ose válce, pro kterou platí:

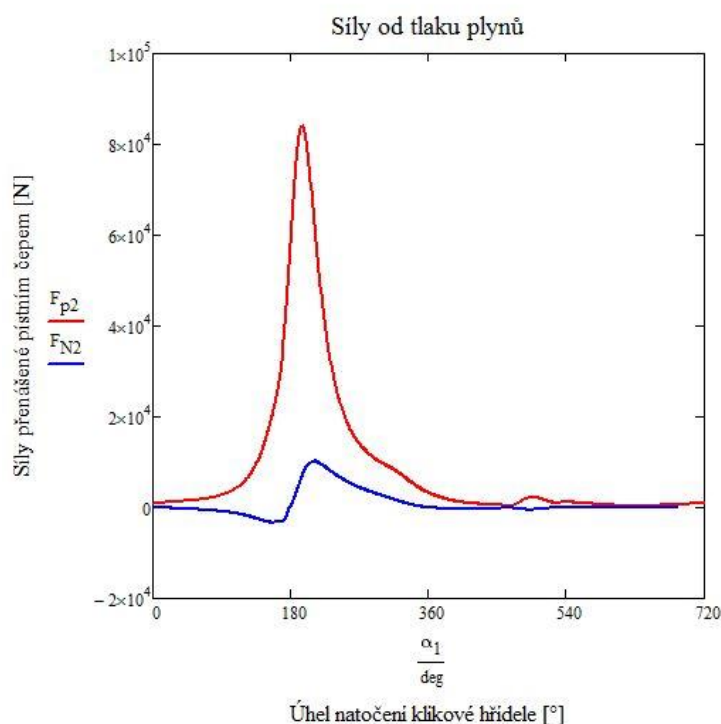
$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0) \quad (1)$$

kde D je průměr válce, p je průběh absolutního tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, p_0 je tlak působící na vnitřní stranu dna pístu.

V pístním čepu se síla od tlaku plynů rozkládá na normálovou sílu F_n působící kolmo na osu válce a sílu F_o působící v ose ojnice, pro které platí:

$$F_n = F_p \tan \beta \quad (2)$$

$$F_o = \frac{F_p}{\cos \beta} \quad (3)$$



Obr. 20 Závislost síly od tlaku plynů na úhlu natočení klikového hřídele

4.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY

Sekundární setrvačné síly se skládají z pohybu posuvných částí a pohybu rotujících částí klikového mechanismu. Velikost setrvačných sil závisí na pohybu daných částí, jejich hmotnosti a zrychlení.

Přímočarý vratný pohyb vykonává pístní skupina, kterou se rozumí píst, pístní kroužky, pístní čep a pojistné kroužky pístního čepu. Klikový hřídel koná rotační pohyb. Ojnice koná při chodu motoru obecný rovinný pohyb, výpočet setrvačných sil ojnice by byl velmi složitý. Z tohoto důvodu se používá redukce ojnice. [11]

4.2.2.1 REDUKCE OJNICE DO HMOTNÝCH BODŮ

Jak bylo uvedeno výše, ojnice koná obecný rovinný pohyb. Pro další výpočet bylo třeba ojnici zredukovat do hmotných bodů.

Redukci ojnice do hmotných bodů se určí tak, aby byly dodrženy rovnocenné statické i dynamické podmínky tělesa nahrazovaného. Aby byl tento předpoklad splněn, musí náhradní těleso odpovídat těmto podmínkám: [12]

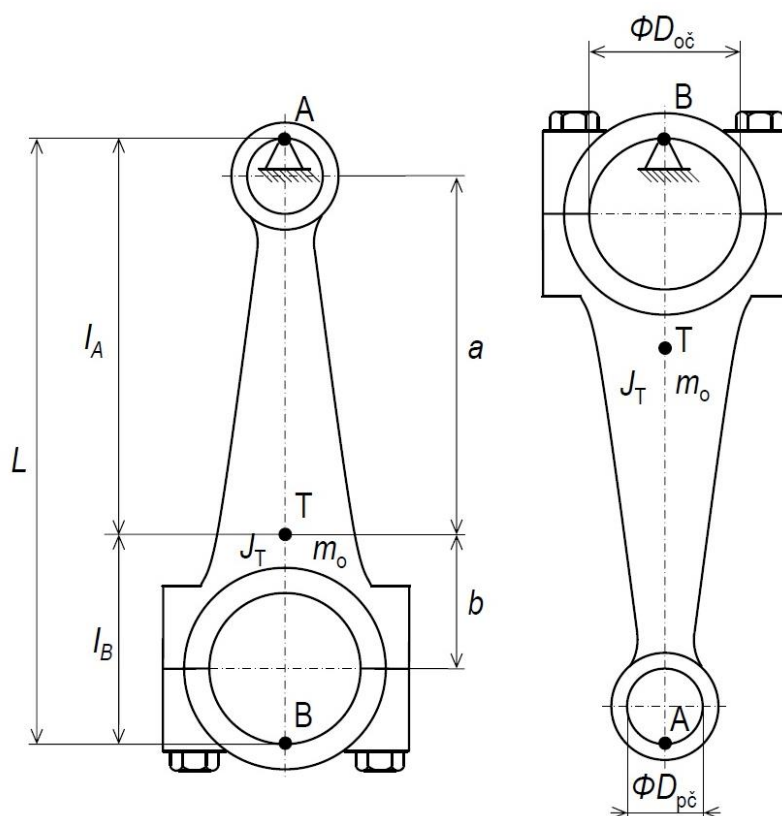
1. Součet hmotností náhradních bodů se musí rovnat hmotnosti celého tělesa
2. Těžiště náhradního hmotného systému musí být stejné jako nahrazované těleso
3. Moment setrvačnosti náhradního hmotného systému i nahrazovaného tělesa musí být stejný [11]



METODA ODKÝVÁNÍ

Jelikož jsem při výpočtu nedisponoval 3D modelem ojnice, ze kterého by se dala stanovit poloha těžiště, byla zvolena metoda odkývání, pro zjištění těžiště ojnice. Pomocí kterého byly vypočítány v programu Mathcad redukované hmotnosti hmotných bodů.

Metoda odkývání je založena na principu fyzického kyvadla. Při měření se oko ojnice umístí na břit, jak je znázorněno na obr. 21. Spodní oko ojnice se vychýlí z rovnovážné polohy. Měří se čas, za který spodní oko ojnice vykoná daný počet kmitů. Kmit se rozumí pohyb ojnice, za který se ojnice vrátí do původní (vychýlené) polohy. Metoda se pro druhé oko ojnice opakuje. Cílem je zjistit dobu za který vykoná spodní oko ojnice jeden kmit, z důvodu přesnosti se měří vyšší počet kmitů. Nepřesnost způsobená odporem vzduchu, třením mezi břitem a okem ojnice je pro zjištění hmotností hmotných bodů zanedbatelná. [13]



Obr. 21 Metoda odkývání za oko pístního čepu a oko ojničního ložiska [10]

Tab. 2 Naměřené hodnoty ojnice

	Hodnota		Jednotky
Hmotnost ojnice	0,473		[kg]
Počet kmitů	100	100	-
Doba kmitů 1. měření	77,6	68,8	[s]
Doba kmitů 2. měření	72,4	68,9	[s]
Doba kmitů 3. měření	77,6	69,4	[s]



Pro malé výchylky úhlu do 5° platí $\sin \omega = \omega$, poté platí: [13]

$$\omega^2 = \frac{mga}{J} \quad (4)$$

perioda harmonického kmitu:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (5)$$

vzdálenost od bodu A k těžišti:

$$L_A = L_{AT} + \frac{D_{HP}}{2} \quad (6)$$

vzdálenost od bodu B k těžišti:

$$L_B = L_{BT} + \frac{D_{DP}}{2} \quad (7)$$

vzdálenost od bodu A k bodu B:

$$L = L_{oj} + \frac{D_{HP}}{2} + \frac{D_{DP}}{2} \quad (8)$$

Steinerova věta:

$$J_A + m_{oj} L_B^2 = J_B + m_{oj} L_A^2 \quad (9)$$

momenty setrvačnosti:

$$J_A = \frac{T_A^2}{4\pi^2} m_{oj} g L_A \quad (10)$$

$$J_B = \frac{T_B^2}{4\pi^2} m_{oj} g L_B \quad (11)$$

$$J_T = J_A - m_{oj} L_A^2 \quad (12)$$

Třibodová redukce pomocí momentové rovnováhy se redukuje ojnice do bodů středu oka pístního čepu, těžiště a středu oka ojničního čepu. Po úpravě podmínky zachování těžiště získám náhradu hmotnosti ve středu oka pístního čepu:

$$m_{A3} = \frac{m_{B3} L_{BT}}{L_{AT}} \quad (13)$$

dosazením rovnic a do rovnice podmínky zachování setrvačnosti a následné úpravě získám náhradu hmotnosti ve středu oka ojničního čepu:

$$m_{B3} = \frac{J_T}{L_{BT}(L_{AT} + L_{BT})} \quad (14)$$

náhradu hmotnosti v těžišti získám z podmínky o zachování hmotnosti:

$$m_T = m_{oj} - m_{A3} - m_{B3} \quad (15)$$



Dvoubodová redukce pomocí momentové rovnováhy rozdělí hmotnosti v těžišti mezi střed oka pístního čepu a střed oka ojničního čepu.

hmotnost ve středu oka pístního čepu:

$$m_A = m_{A3} + m_T \frac{L_{BT}}{L_{oj}} \quad (16)$$

hmotnost ve středu oka ojničního čepu:

$$m_B = m_{B3} + m_T \frac{L_{AT}}{L_{oj}} \quad (17)$$

V tabulce 2 jsou zobrazeny naměřené a vypočtené hodnoty redukce ojnice v programu Mathcad, kde redukovaná hmotnost posuvné části ojnice je v místě středu oka pístního čepu (A) a redukovaná hmotnost rotační části ojnice je v místě středu oka ojničního čepu (B).

Tab. 3 Naměřené a vypočtené hodnoty ojnice

	Hodnota	Jednotky
Hmotnost ojnice	0,473	[kg]
Doba jednoho kmitu bod A	0,759	[s]
Doba jednoho kmitu bod B	0,69	[s]
Redukovaná hmotnost posuvné části ojnice	0,214	[kg]
Redukovaná hmotnost rotační části ojnice	0,259	[kg]



4.2.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Hmotnost pístní skupiny a redukovaná složka posuvných částí ojnice způsobují setrvačné síly posuvných částí. Hmotnost pístní skupiny byla zvážena na kalibrovaných váhách a činila 0,363kg, jedná se o píst, pístní kroužky, pístní čep a pojistné kroužky zajišťující pístní čep. Hmotnost redukované složky posuvných částí ojnice byla vypočtena výše dle metody odkývání.

Výsledná setrvačná síla má tvar:

$$F_{sp} = -(m_{psk} + m_{op})a \quad (18)$$

Zrychlení rozdělené do dvou složek:

- zrychlení prvního řádu:

$$a_1 = r\omega^2 \cos(\alpha) \quad (19)$$

- zrychlení druhého řádu:

$$a_2 = r\omega^2 \lambda \cos(2\alpha) \quad (20)$$

klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} \quad (21)$$

Setrvačná síla prvního řádu:

$$F_{S1} = -(m_{psk} + m_{op})a_1 \quad (22)$$

Setrvačná síla druhého řádu:

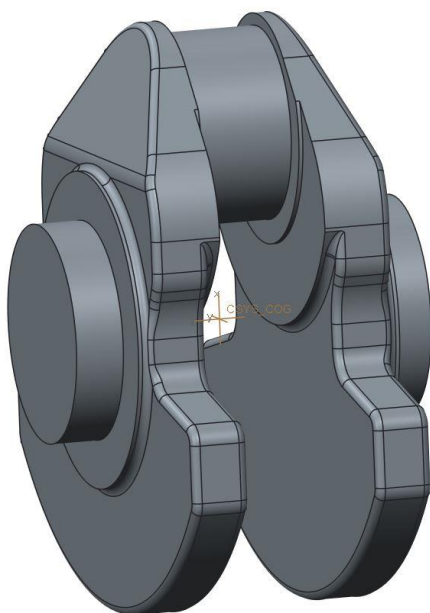
$$F_{S2} = -(m_{psk} + m_{op})a_2 \quad (23)$$

Celková setrvačná síla posuvných částí jako součet harmonických složek:

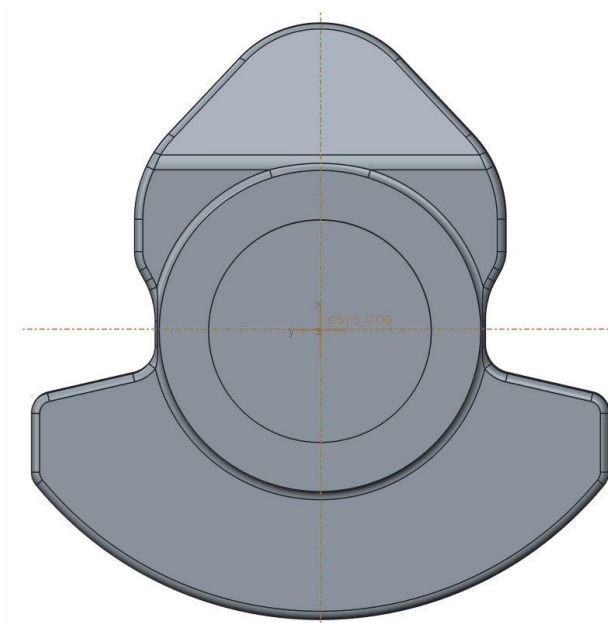
$$F_{SC} = F_{S1} + F_{S2} \quad (24)$$

4.2.2.3 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačnou sílu rotujících částí v hlavním ložisku způsobuje redukovaná část rotujících částí, hmotnost ojnicího ložiska a redukovaná část zalomení klikového hřídele. Pro stanovení redukované části zalomení klikového hřídele, bylo zalomení klikového hřídele pečlivě odměřeno a následně vymodelováno v programu Creo, kde bylo zjištěno těžiště a hmotnost zalomení. Na obr. 22 a 23 je zřejmé, že těžiště zalomení klikového hřídele leží v ose rotace, tudíž nevyvolává žádnou setrvačnou sílu rotujících částí.



Obr. 23 Zalomení klikového hřídele



Obr. 22 Zalomení klikového hřídele nárys

Setrvačná síla rotujících částí:

$$F_{od} = (m_B + m_{loz})r\omega^2 \quad (25)$$

4.2.3 SÍLY V OJNIČNÍM ČEPU

Ojniční síla F_o , která je zobrazena výše, se v ojničním čepu rozkládá na sílu tangenciální F_t a sílu radiální F_r :

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta) \quad (26)$$

$$F_r = F_o \cos(\alpha + \beta) \quad (27)$$

Na ojniční čep působí setrvačná síla rotujících částí ojnice F_{od} , která je zobrazena výše. Síla rotujících částí F_{od} a radiální síla F_{od} mají stejné působíště, ale opačný směr. Pro určení směru je třeba tyto síly sečíst.

$$F_{rc} = F_r + F_{od} \quad (28)$$

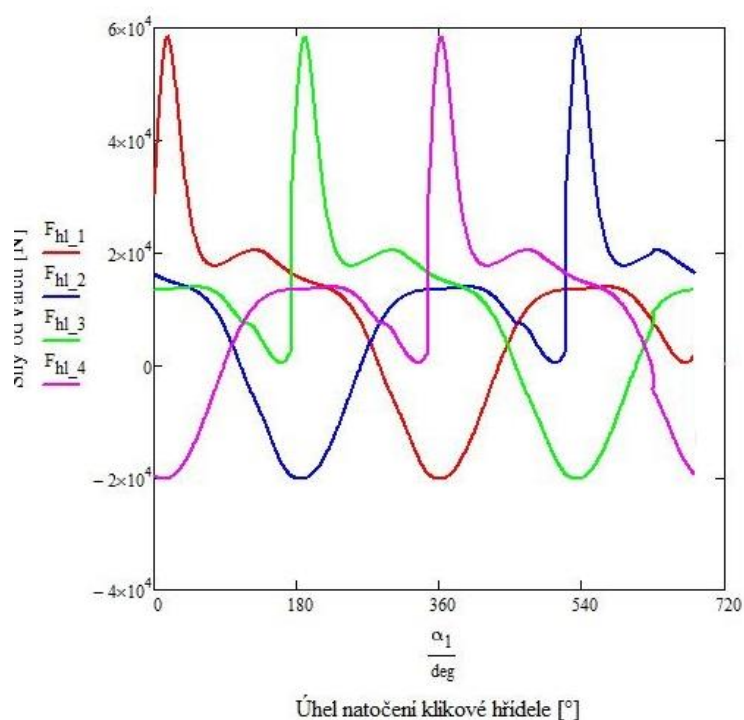
4.2.4 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ HLAVNÍ LOŽISKA

Jelikož má klikový hřídel těžiště v ose rotace, můžeme použít pro vyjádření celkové vektorový součet tangenciální síly F_t a celkové síly F_{rc}

$$F_{cl} = \sqrt{F_t^2 + F_{rc}^2} \quad (29)$$



Síla F_{cl} je síla od válců a působí na vždy na dvě ložiska, z tohoto důvodu byla vydělena dvěma a rozpočítána na jednotlivá ložiska (ložiska jsou číslována směrem od rozvodů):



Obr. 24 Síly od válců

Výsledná síla na 1. ložisku:

$$F_{hl1} = \frac{F_{cl1}}{2} \quad (30)$$

Výsledná síla na 2. ložisku:

$$F_{hl2} = \frac{F_{cl1}}{2} + \frac{F_{cl2}}{2} \quad (31)$$

Výsledná síla na 3. ložisku:

$$F_{hl3} = \frac{F_{cl2}}{2} + \frac{F_{cl3}}{2} \quad (32)$$

Výsledná síla na 4. ložisku:

$$F_{hl4} = \frac{F_{cl3}}{2} + \frac{F_{cl4}}{2} \quad (33)$$

Výsledná síla na 5. ložisku:

$$F_{hl5} = \frac{F_{cl5}}{2} \quad (34)$$



Tab. 4 Síly zatěžující hlavní ložiska

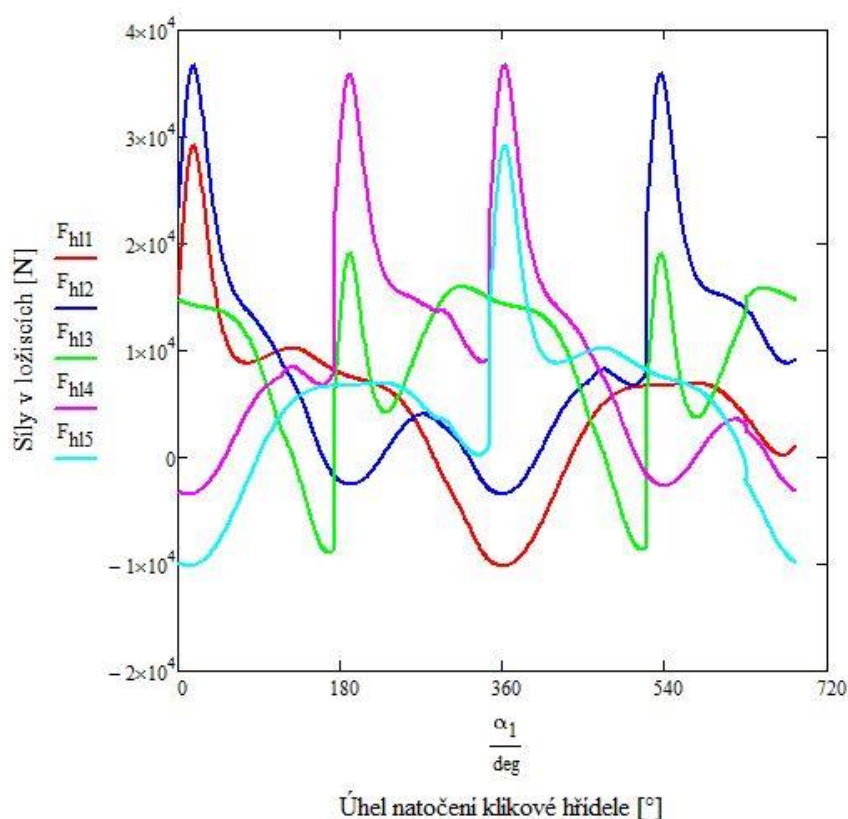
úhel natočení K.H. [°]		1. ložisko	2. ložisko	3. ložisko	4. ložisko	5. ložisko
18	F_{hl} [N]	29193	36689	14224	-3369	-10097
	F_{hl_x} [N]	8497	10678	4140	-981	-2939
	F_{hl_y} [N]	27929	35101	13609	-3223	-9660
198	F_{hl} [N]	-7546	-2551	19096	35926	-6733
	F_{hl_x} [N]	-1307	-442	3307	6221	-1166
	F_{hl_y} [N]	-7432	-2513	18808	35383	-6631
377	F_{hl} [N]	-10144	-3415	14300	36765	29193
	F_{hl_x} [N]	-401	-135	565	1454	1154
	F_{hl_y} [N]	-10136	-3413	14289	36737	29170
557	F_{hl} [N]	-6720	35914	19050	-2598	-7546
	F_{hl_x} [N]	-521	2785	1477	-201	-585
	F_{hl_y} [N]	-6700	35805	18992	2590	-7523

V tab. 4 jsou zobrazeny hodnoty sil zatěžující hlavní ložiska v jednotlivých zátěžných stavech natočení klikového hřídele. Červeně jsou zobrazeny maximální síly v daném natočení klikové hřídele

V tab. 5 jsou zobrazeny normálové síly od tlaku plynů v jednotlivých válcích, kterými působí píst na stěnu válce. Tyto síly vytváří klopný moment v uložení motoru.

Tab. 5 Normálové síly od tlaku plynů

úhel natočení K.H. [°]		1. válec	2. válec	3. válec	4. válec
18	F_N [N]	-4362	730	-161	367
198	F_N [N]	671	367	-4362	-161
377	F_N [N]	206	-215	612	-4110
557	F_N [N]	-268	-4110	206	612



Obr. 25 Síly v hlavních ložiscích

4.2.5 SÍLY OD PŘEDPĚTÍ ŠROUBŮ

Pro výpočet předpětí od šroubů bylo nejdříve vypočteno stoupání závitu φ :

$$\varphi = \arctan\left(\frac{p_z}{\pi D}\right) \quad (35)$$

kde p_z je stoupání závitu a D je průměr závitu, síla v předpětí závitu $F_{předp}$:

$$F_{předp} = \frac{M_u}{\tan(\varphi) \frac{D}{2} + \mu_z \frac{D}{2} + f_h \frac{D+D_1}{2}} \quad (36)$$

kde M_u je utahovací moment, μ_z je součinitel tření v závitu, f_h součinitel tření pod hlavou šroubu a D_1 je průměr dosedací plochy hlavy šroubu. Osová síla předpětí od šroubů je $F_{předp} = 48\,850\text{ N}$

Tahové napětí šroubu:

$$\theta = \frac{F_{předp}}{\pi D} \quad (37)$$



5 MODEL VZNĚTOVÉHO BLOKU MOTORU

Model bloku motoru byl vytvořen metodou reversního inženýrství, která má opačný děj oproti běžnému strojírenskému procesu. Při procesu reversního inženýrství je reálná součást převedena do digitální podoby pomocí moderních technologií.

Pro vytvoření modelu bloku motoru jsem blok naskenoval na 3D skeneru. Naskenovaný model neměl uzavřený objem a nedalo by se s ním dále pracovat v programu pro simulaci. Pro další výpočet a zátěžné analýzy, byl vytvořen model bloku motoru v softwaru CREO 2.0.

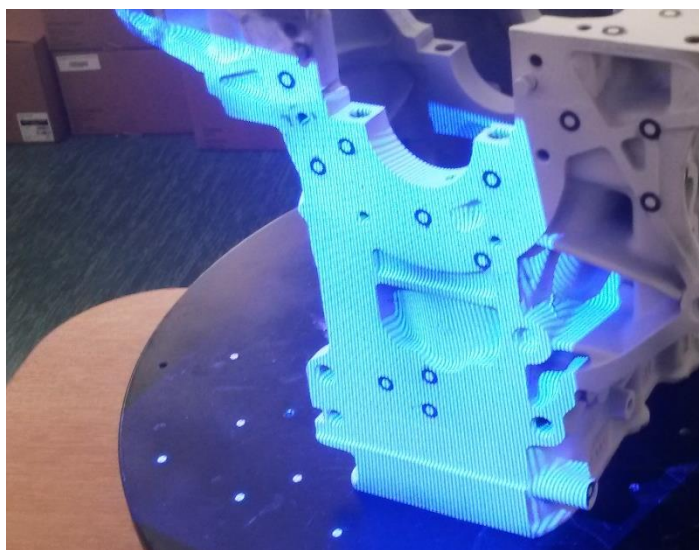
5.1 3D SKENOVÁNÍ

Ke skenování bloku motoru, jsem využil 3D skener ATOS 2M na ústavním pracovišti, které bylo vybaveno otočným stolem, pro snadnější pořizování jednotlivých snímků.

PRINCIP SNÍMÁNÍ

3D skener je tvořen projektorem a dvěma kamerami s CCD čipem. Skener snímá daný objekt na principu optické triangulace. Tato metoda je založená promítáním strukturovaného světla ve formě pásů, které jsou současně snímány dvěma kamerami s CCD čipem. Pomocí softwaru je určena poloha diskrétních bodů v prostoru. Díky získání souřadnic jednotlivých bodů je možné body vizualizovat a softwarově vyhodnotit. [14, 15]

Optická digitalizace je využívána v kontrole kvality ve výrobě, jako kontrola tvarové přesnosti a přesnosti vyrobených dílů. V konstrukci se dá tato metoda využít pro měření posuvů staticky zatížené součásti a následně porovnat s počítačovou simulací. Dále je 3D technologie využívána pro design rapid prototyping, restaurování historických objektů apod. [14]



Obr. 26 Promítání pruhů na skenovaný objekt



KALIBRACE SKENERU

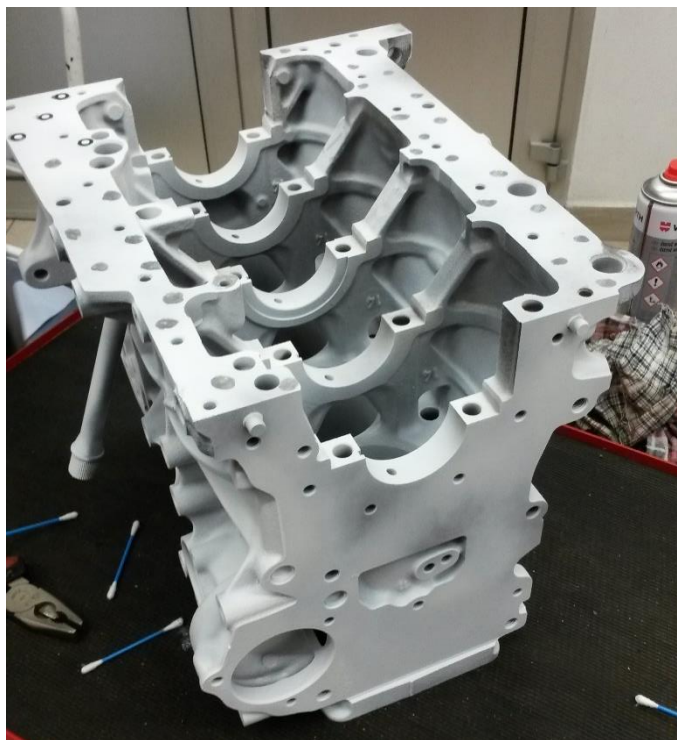
Kalibrační postup je popsán v příručce pro daný skener. Kalibrace je důležitá pro vymezení pozice a orientace kamer. Liší se použitím vhodné optiky a velikosti kalibračních desek podle velikosti a přesnosti snímaného objemu. Kalibraci je doporučeno provádět před každým měřením, pokud nedojde ke změně polohy snímacích kamer, není nezbytně nutná. Jelikož se jedná o citlivý a přesný měřicí přístroj, je nutné jej umístit do míst kde nedochází k častým otřesům podlahy. [14, 15]

PŘÍPRAVA SKENOVANÉ SOUČÁSTI

Před samotným skenováním bylo potřeba blok motoru dokonale očistit a odmastit, z důvodu načítání nepřesností skenování dané součásti s úsadami a nečistotami.

Pro skenování nejsou vhodné lesklé povrchy, ideální povrch skenovaného objemu jsou matné odstíny. Na skenovaný blok motoru byl nanesen nástrikem, antireflexní křídový povlak z důvodu zmatnění povrchu. Pokud by blok motoru nebyl dokonale odmaštěn, mohlo by dojít k zežloutnutí naneseného povlaku, nebo jeho k úplnému vytracení.

Dále bylo potřeba nalepit referenční body, jelikož se jedná o tvarově složitý objekt. Referenční body slouží ke složení jednotlivých snímků do jednoho celku. 3D skener potřebuje pro přechod k dalšímu snímku rozeznat tři referenční body z předchozího snímku. Referenční body bylo třeba umístit, pokud možno na rovné plochy, volně rozložené celou délkou povrchu.



Obr. 27 Příprava umístění referenčních bodů



SKENOVÁNÍ

Proces skenování spočívá v pořízení dostatečného počtu jednotlivých skenů z vhodných pozic a úhlů. Pro vytvoření snímků z jednotlivých úhlů bylo využito rotačního stolu pracoviště, spolu se změnou polohy hlavy skeneru.

Skenování bylo časově náročné a zabralo několik hodin, bylo vytvořeno přes 200 snímků pro naskenování celkového objektu. Při skenování byl kladen důraz především na klikovou skříň a uložení klikového hřídele. Každý snímek je vytvořen s odchylkou, podle dané kalibrace a vzdálenosti mezi snímanými body. Z důvodu načítání nepřesnosti s počtem snímků bylo nejdříve naskenováno okolí klikové skříně a poté byly skenovány další plochy. Při samotném skenování nebyl problém se slunečními paprsky, jelikož 3D skener disponuje technologií projekcí modrého světla Blue Light, což je zobrazeno na obr. 28.

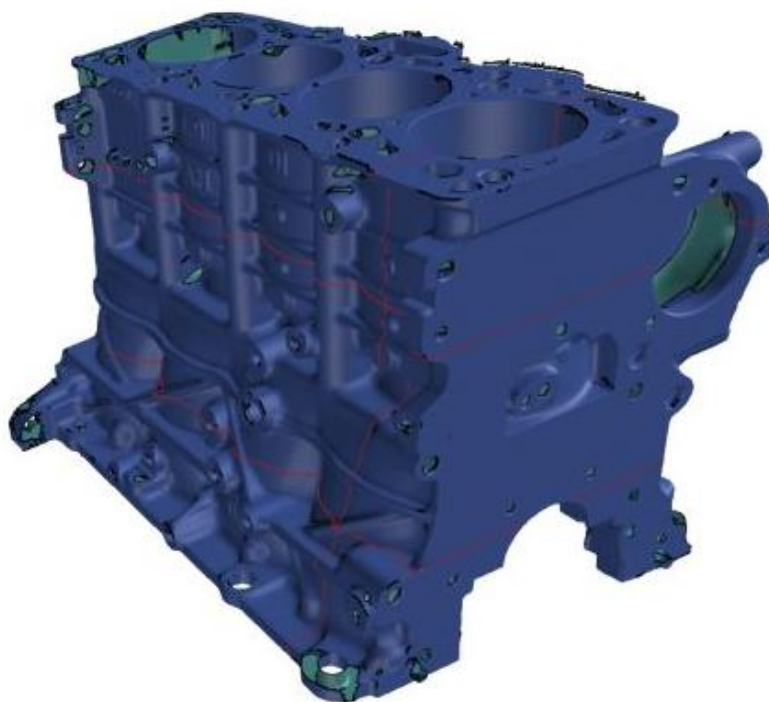


Obr. 28 3D pracoviště s otočným stolem



ZPRACOVÁNÍ DAT

Pro úpravu a vyhodnocení rozměrů jsem použil program GOM Inspect. Pomocí kterého lze velmi přesně prokládat rovinu příkazem `construct plane`, proložit rovinou řez příkazem `construct section`, vložit válec příkazem `construct cylinder`, pomocí kterého lze určit střed díry. Tyto příkazy byly zmíněny jako nejčastěji používané. Postup exportu dat pro modelování spočíval ve vytvoření základních rovin, dělicí rovina uložení klikové hřídele, rovina dosedací plochy hlavy válců, dělicí rovina bloku motoru a boční roviny ze směru rozvodů a setrvačníku. Předem zmíněné vytvořené části lze exportovat ve formátu IGES, které jsou vázány na definovaný souřadný systém. Na obr. 29 je zobrazen naskenovaný blok motoru v programu GOM Inspect. Červenou čarou jsou znázorněny řezy blokem motoru, které byly exportovány jako soustava bodů po obvodu daného objemu v jedné rovině.



Obr. 29 Skenovaný 3D model

5.2 TVORBA 3D MODELU

Jak jsem zmínil výše, pro vytvoření modelu bloku motoru byl použit software CREO 2.0. Do kterého byly na začátku naimportovány hlavní roviny a řezy. Podle importovaných řezů naskenovaného bloku motoru, byl model bloku následně vymodelován pomocí základních příkazů rotace, tažení náčrtu a dalších. Modelování jsem rozdělil do několika částí.

V první části byla vymodelována symetrická část, uložení klikového hřídele spolu se stěnami rotačního tvaru spodní části bloku. V dalším kroku byly symetrické části pomocí příkazu `mirror` zrcadleny a kopírovány. Třetí ložisko ve směru od rozvodů bylo upraveno, jelikož je zde umístěno i ložisko axiální.

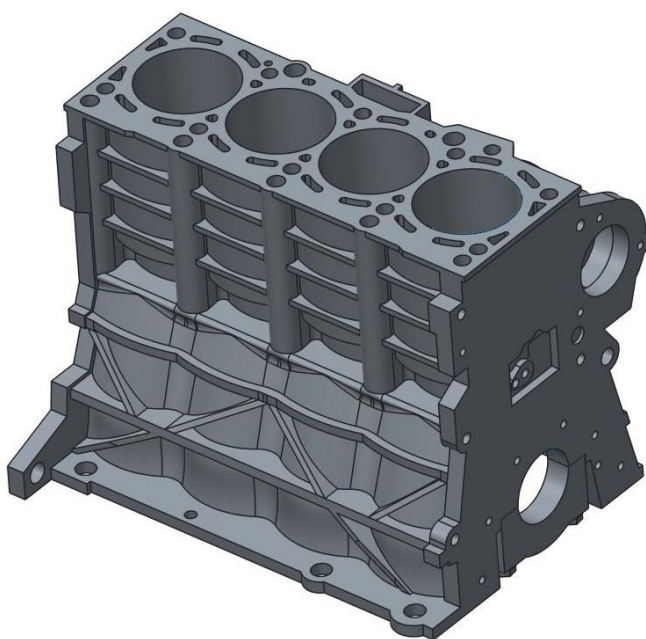


Dále bylo potřeba dořešit zpětné vedení oleje z hlavy válců do olejové vany. Vyústění zpětného vedení oleje ústí v oblasti uložení klikového hřídele stýkající se, se stěnou spodní části bloku, mezi druhým a třetím ložiskem. Tuto oblast se nepodařilo 3D skenerem dostatečně zachytit. Mohla by negativně ovlivnit tuhost uložení klikového hřídele. Z tohoto důvodu byla oblast vyústění pečlivě změřena z reálného bloku a následně vymodelována.

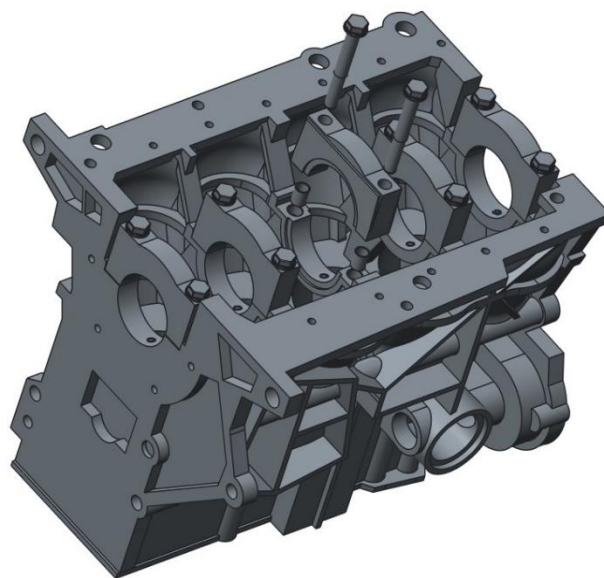
Dalším krokem byly vymodelovány stěny válců a horní stěny bloku motoru, dosedací plocha hlavy válců, boční plocha v oblasti rozvodů, která je zobrazena na obr. 30. Dosedací plocha pro převodovku a jako poslední dosedací plocha spodního víka (olejové vany), které jsou zobrazeny na obr. 31.

V poslední řadě byly vymodelovány důležitá žebra, zjednodušené uložení olejového filtru a čerpadla chladicí kapaliny. Následně byly vytvořeny chladicí a mazací kanály pomocí tažení náčrtu a odebrání materiálu. Závity pro hlavu válců a víka hlavních ložisek, byly vytvořeny příkazem hole s následným zadáním průměru a stoupání závitu.

V konečné fázi byl blok motoru s hlavními víky ložisek, vymešovými čepy víka, šrouby a náhradou hlavy válců sestaven v sestavě a následně exportován ve formátu STEP pro pevnostní analýzu.



Obr. 30 Model bloku motoru pohled od rozvodů



Obr. 31 Model bloku motoru pohled od převodovky



6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pevnostní analýza byla vytvořena po doporučení vedoucího práce v simulačním softwaru ANSYS WORKBENCH, který využívá pro výpočet napěťově deformační analýzy matematického modelu metodu konečných prvků (dále jen MKP).

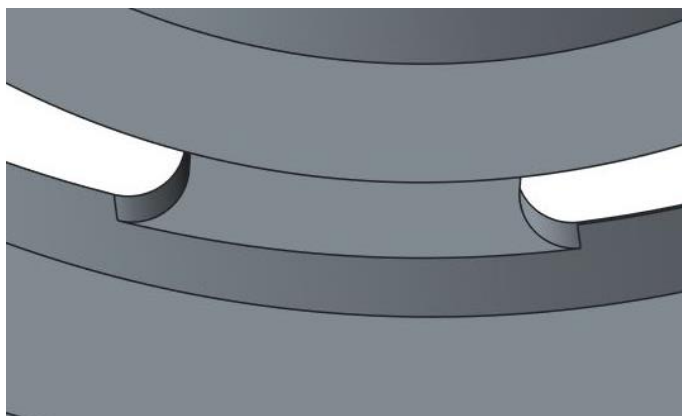
MKP se používá pro řešení numericky komplikovaných elastických problémů a strukturálních analýz. Slouží k výpočtu průběhu napětí, deformací, proudění tekutin, vlastních frekvencí, proudění tepla, přestupu tepla apod.

6.1 DISKRETIZACE MODELU A TVORBA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

Vytvořený model bloku motoru byl v programu CREO uložen ve formátu STEP. Tohoto formátu je využíváno pro implementaci hran a geometrie pevného tělesa do programu jenž je schopen vytvořit výpočtovou síť. V mé práci se jednal o jednotlivé moduly programu workbench.

6.1.1 OPRAVA GEOMETRIE MODELU

Při modelování složité geometrie bloku motoru se vyskytly geometricky složité prvky, nebo nespojitá geometrie. Přes tyto prvky nebylo možné sestavit výpočtovou síť a bylo potřeba tyto nedostatky odstranit. Na obr. 32 je zobrazen příklad defektního tvaru. V modulu geometry program workbench, byly tyto geometricky složité prvky definovány pomocí příkazu repair a následně opraveny.



Obr. 32 Defektní tvar



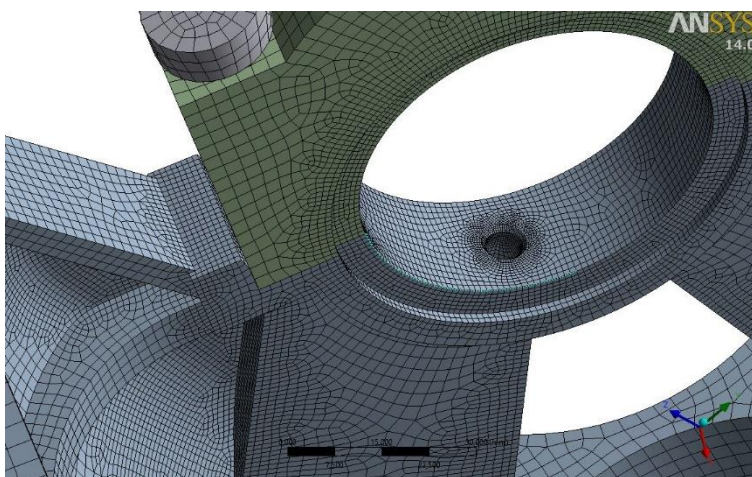
6.1.2 TVORBA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

Podstatnou částí MKP analýzy je popis geometrie pomocí konečného prvku elementů. Jednotlivé elementy jsou spojeny diskrétními uzly a posuvy uzlů jsou počítány pomocí diferenciálních rovnic.

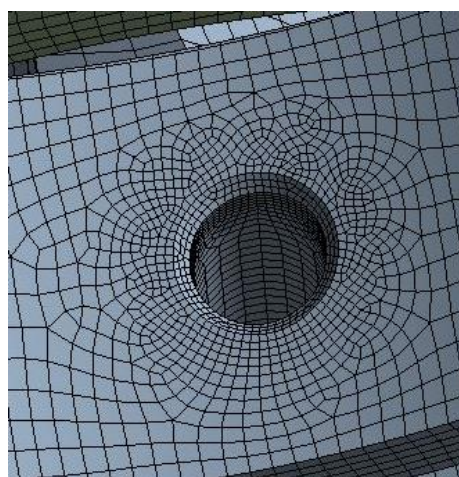
Hustota a typ síťovaného objemu má velký vliv na kapacitu hardwaru a časovou náročnost výpočtu. Zpravidla se používají elementy s většími rozměry na velké a tvarově jednoduché plochy, kde se nepředpokládá velký gradient napětí. Na rádiusy a přechody jsou využívány elementy s menšími rozměry, jelikož předpokládáme vysoký gradient napětí.

Síť bloku motoru byla vytvořena pomocí prvku tetrahedrons, jelikož byl objem tvarově složitý. Pomocí prvku hex dominant, který je přesnější a rychlejší na výpočet se síť nepodařila vygenerovat. Takto vytvořená síť čítala necelý 1 400 000 uzlů. Vytvořená síť byla v některých částech bloku motoru až zbytečně jemná.

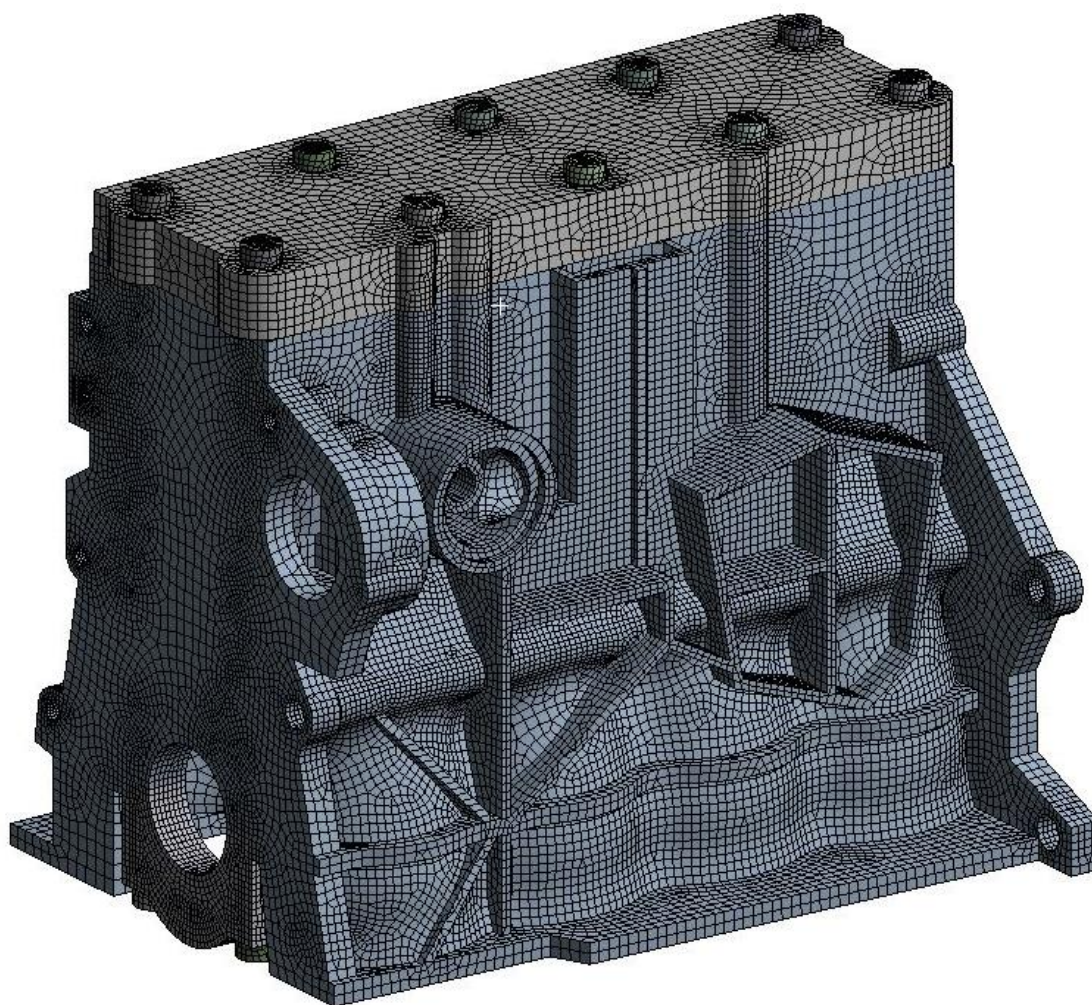
Díky redukci tvarově méně důležitých prvků bylo možné použít výpočtově přesnější a rychlejší prvek hex dominant. Finální, která je zobrazena na obr. 33-35 Síť čítá necelých 800 000 uzlů i s veškerým zjemněním v oblasti tvarových styků a malých ploch. V této síti je zahrnuta i zjednodušená náhrada hlavy spolu s šrouby hlavy. Což v předchozí fázi nebylo.



Obr. 33 Detail sítě hlavního ložiska



Obr. 34 Detail sítě mazacího kanálku



Obr. 35 Finální síť



6.2 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

6.2.1 KONTAKTY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

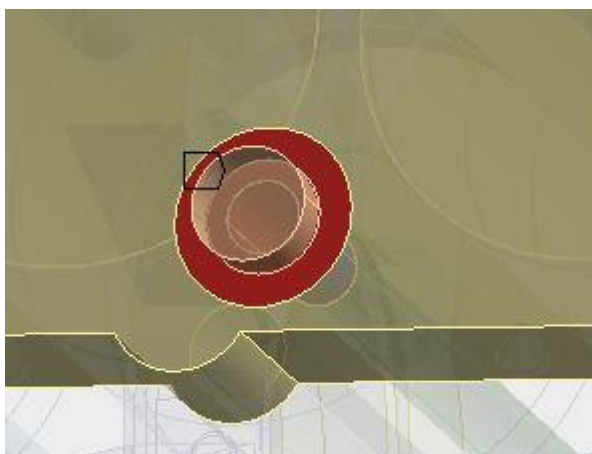
Blok motoru spolu s převodovkou je uchycen ve vozidle za tři body, které omezují jeho pohyb ve všech směrech. Dva úchyty drží přímo převodovku přes silentbloky. Motor drží na uchycení přes silentblok u rozvodů a zejména za převodovku, ke které je připevněn šrouby. Jelikož se motor v uchycení silentbloku může pohybovat, na rozdíl od pevného spoje s převodovkou, bylo uchycení u rozvodu zanedbáno. Navíc se hlavní síly ze spalovacího procesu nepřenáší na uložení motoru.

Uchycení za převodovku bylo realizováno pomocí volby okrajových podmínek. Kde bylo v horních úchytech převodovky zamezeno posuvu uzlů ve všech osách souřadného systému a v dolních úchytech byl zamezen posuv pouze ve vertikálním směru, aby se spodní část bloku motoru mohla „rozevírat“.

Po importování jednotlivých částí je potřeba definovat kontaktní spojení jednotlivých částí. Jelikož se na bloku motoru nachází mnoho kontaktních míst, bylo potřeba vyseparovat z kontaktních ploch pouze kontaktní místa. Pokud by např. plocha hlavy šroubu byla v kontaktu s celou plochou hlavy válce, značně by dané množství kontaktů komplikovalo a prodlužovalo výpočet.

Pro separaci kontaktních ploch byl využit design modeler, kde byly dané plochy rozděleny pro použití kontaktu. Příklad kontaktní plochy je zobrazen na obr. 36.

Aby bylo možno použít v dalším kroku předpětí šroubů, šrouby byly vymodelovány ze dvou částí závitu a dříku. Je dobré udělat v design modeleru z těchto dvou částí jednu společnou. Plochy zůstanou rozdělené, ale nemusí se spojit vazbami dřík se závitem.



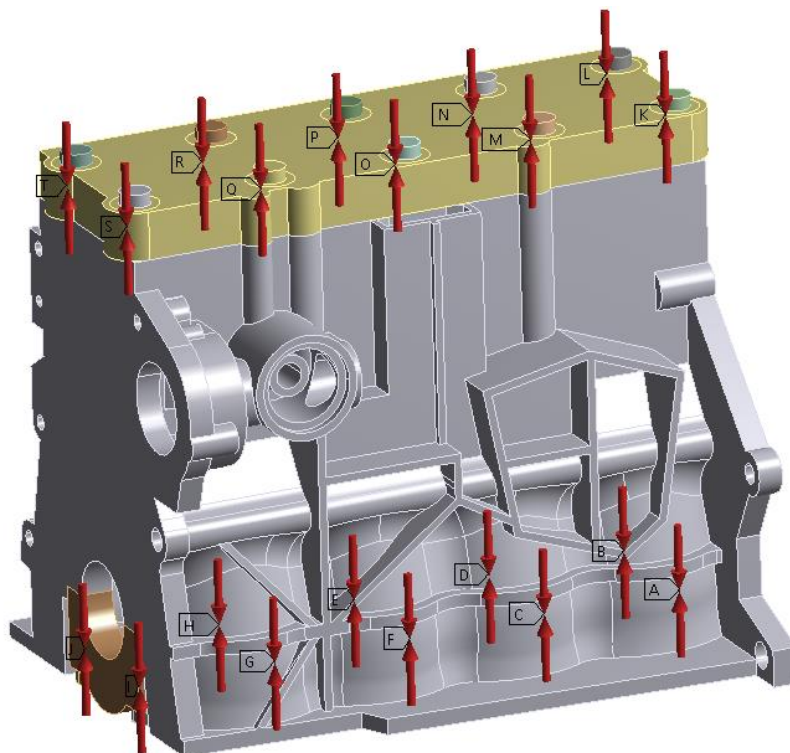
Obr. 36 Kontakt šroubu s hlavou válce

Kontakt hlavy šroubu a dříku šroubu byl definován s hlavou, nebo hlavním ložiskem vazbou frictional s koeficientem tření 0,2. Kontakt závitu s blokem motoru byl definován vazbou bonded, která dané součásti pomyslně svaří. Kontakt hlavy válce, nebo hlavního ložiska s blokem motoru byl použit příkaz frictional s koeficientem tření 0,2.

6.2.2 SÍLY

Simulace byla z hlediska sil rozdělena do několika částí, to z důvodu simulování stavu, který se co nejvíce přibližuje reálnému ději v bloku motoru. Workbench umožňuje rozdělit simulaci do více kroků, při kterých se mohou jednotlivé síly měnit dle požadavků.

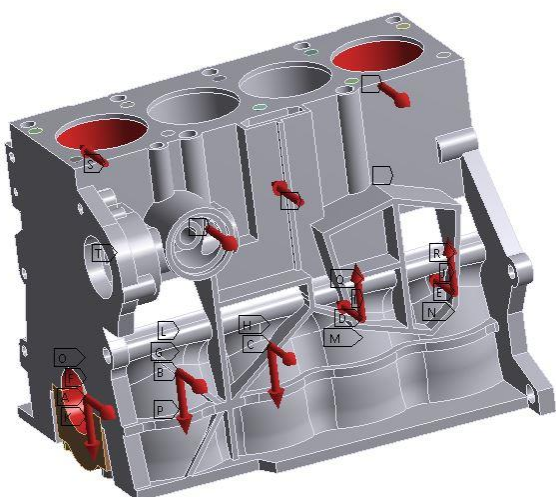
V prvním kroku byly nastaveny síly od předpětí šroubů, jelikož tyto síly působí v reálném motoru a taky působí stále po celou dobu. Síly předpětí šroubů byly vypočteny v kapitole 4 a jsou zobrazeny na obr. 37



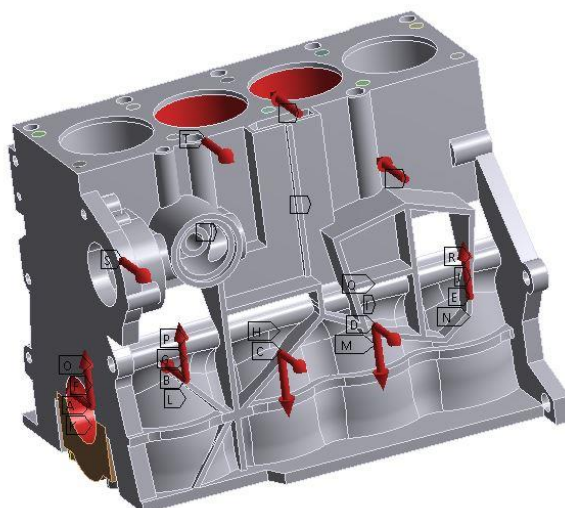
Obr. 37 Síly od předpětí šroubů

Pro zadání síly zatížení ložisek byl použit příkaz bearing load. Tato síla představuje typické rozložení tlakového zatížení, které se vyskytuje mezi hřídelem a ložisky nebo pouzdry. Účinek této síly se mění v uzlové síly.

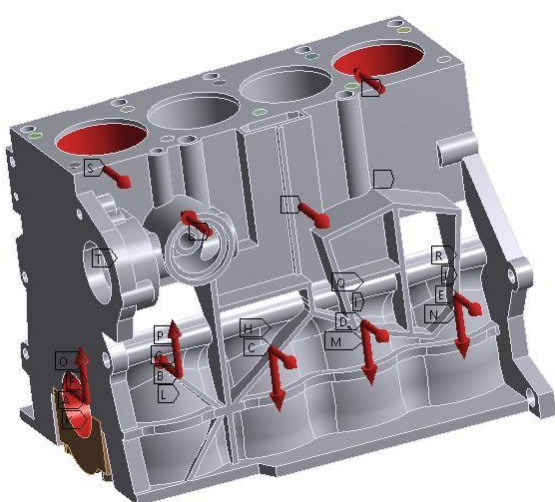
V kapitole 4. byly určeny maximální síly zatěžující hlavní ložiska a normálové síly zatěžující stěnu válce. Na obr. 38-41 jsou zobrazeny jednotlivé průběhy sil ve vypočítaných maximálních zátěžných stavech. Pro přehlednost jsou graficky vypnuty síly od předpětí šroubů. Pro normálovou sílu byl válec rozdělen na oblast kontaktu pístu s válcem jak v horní, tak dolní úvrati. Z důvodu zadání nejen celkové normálové síly v horní úvrati, ale i setrvačných sil působí válec v dolní úvrati.



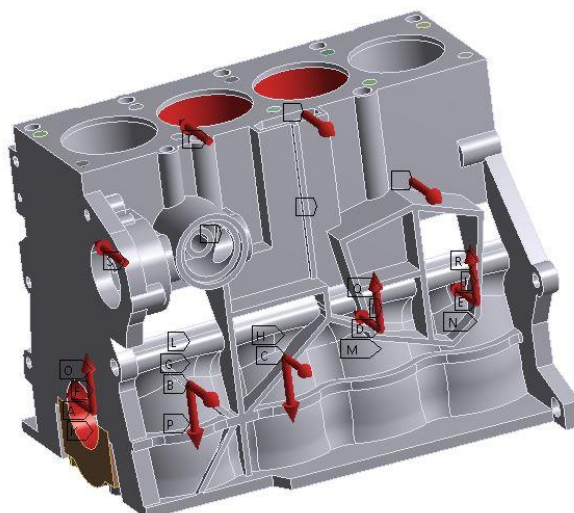
Obr. 38 Síly v 18° natočení klikového hřídele



Obr. 39 Síly ve 198° natočení klikového hřídele



Obr. 40 Síly ve 377° natočení klikového hřídele



Obr. 41 Síly ve 557° natočení klikového hřídel



6.3 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je dynamická úloha řešena pomocí MKP, kterou rozumíme volné netlumené kmitání soustavy. Pomocí modální analýzy se zjišťuje frekvence vlastního kmitání tělesa. Jednotlivé součásti motoru se pohybují s určitou vůlí v uložení. Tím vzniká energie, která má za následek vznik vibrací. Pokud by budící síla dosáhla vlastní frekvence daného tělesa, těleso by se dostalo do rezonance, bylo by zatěžováno cyklickým zatěžováním a následně by došlo k únavovému lomu. Z tohoto důvodu se provádí modální analýza, aby se předešlo rezonanční frekvenci. Rezananční frekvence lze upravit tvarem a vyztužením daného tělesa, nebo omezením otáček, aby se k rezonančním otáčkám těleso nepřibližovalo. [16]

Řešením dynamické úlohy je ve výpočtu uvažována pohybová rovnice bez tlumení a buzení:

$$MX + \ddot{X} = 0 \quad (38)$$

jejíž řešení hledáme ve tvaru:

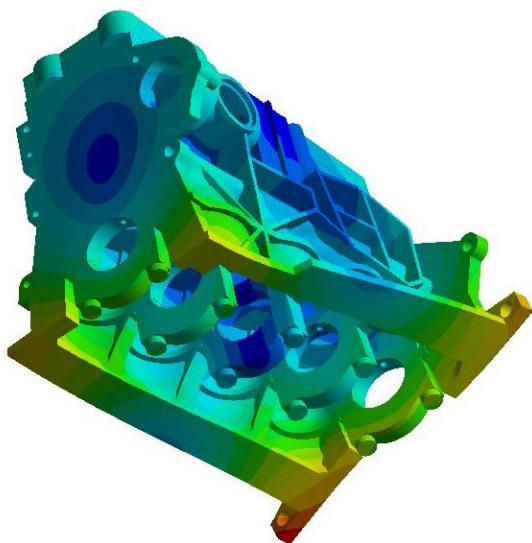
$$X = Y \sin(\omega t) \quad (39)$$

Pokud jsou matice M a K n -tého řádu, potom lze vypočítat vlastní frekvenci ω_i a n vlastních tvarů Y_i . Sestavením vektoru Y_i do matice a kvadráty vlastních frekvencí do diagonální matice Ω^2 , lze všechna řešení zahrnout do jedné maticové rovnice

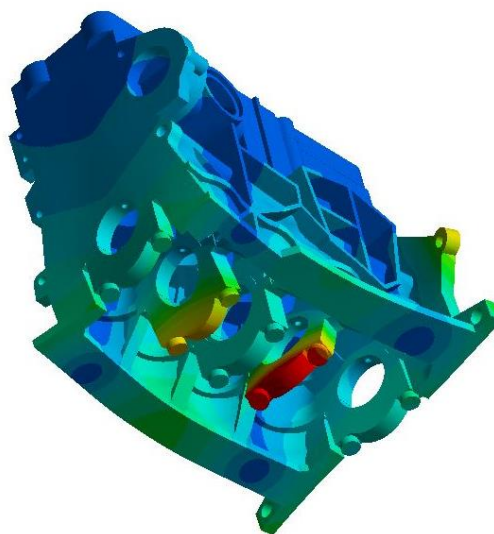
$$KY = \Omega^2 MY \quad (40)$$

Řešením vlastního kmitání neuvažujeme vnější silové zatížení. Obecná volná konstrukce, která nemá žádnou vazbu k rámu má tolik vlastních nulových frekvencí kolik má stupňů volnosti.

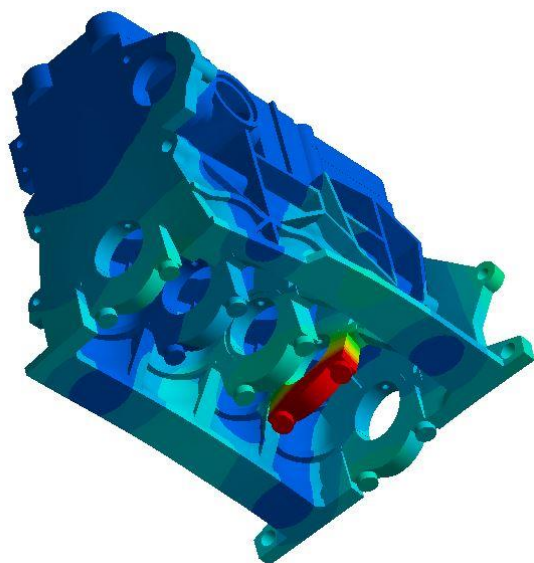
Prvotním výpočtem byla provedena modální analýza. Výpočet slouží pro zjištění vlastních frekvencí bloku motoru a ověření funkčnosti výpočtového modelu. Na obr. 42–47 jsou zobrazeny vlastní frekvence bloku motoru s náhradou hlavy válců, z nichž bylo prvních šest vlastních frekvencí nulových.



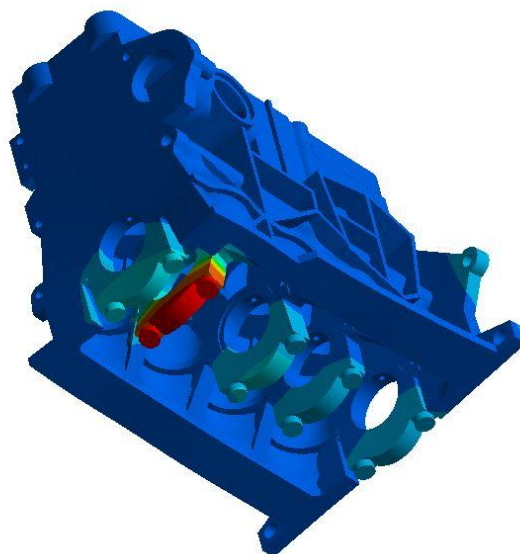
Obr. 42 Vlastní frekvence 697,7 Hz



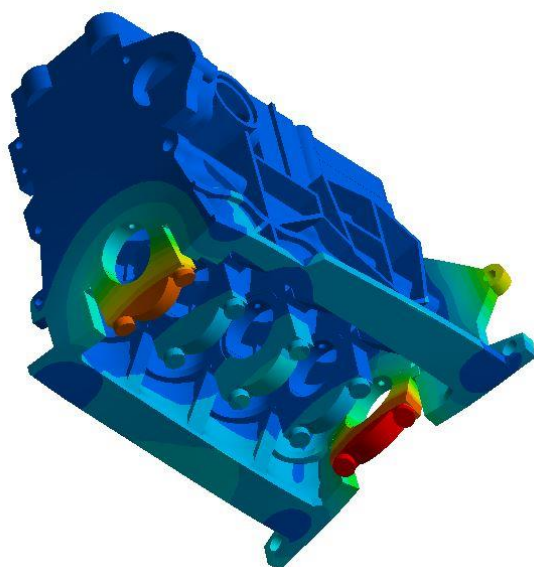
Obr. 43 Vlastní frekvence 1043,5 Hz



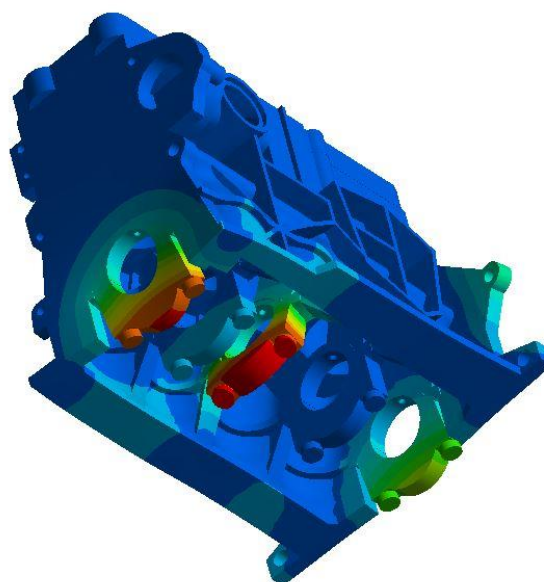
Obr. 44 Vlastní frekvence 1057,2 Hz



Obr. 45 Vlastní frekvence 1112,9 Hz



Obr. 46 Vlastní frekvence 1131,5 Hz



Obr. 47 Vlastní frekvence 1214,2 Hz

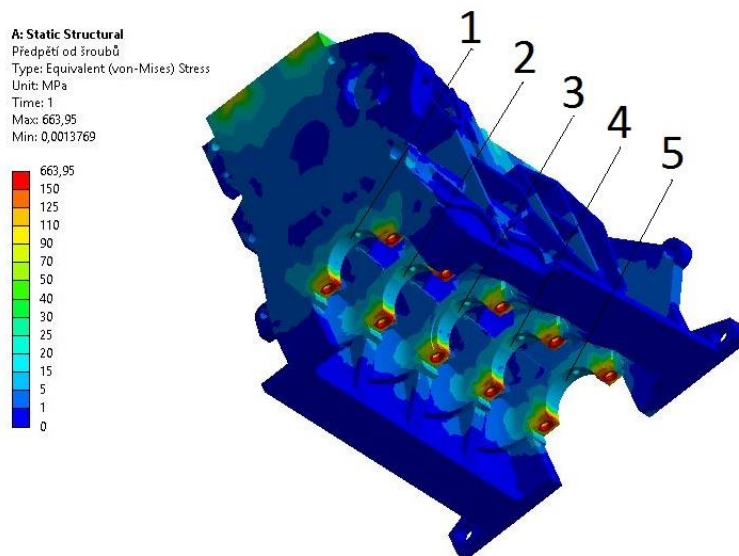
6.4 VÝSLEDKY MKP SIMULACE

V kapitole 3 byly zobrazeny prasklé bloky motoru. Zaměřil jsem se tedy na problémová místa bloku motoru, která jsem vyhodnotil dle sehnanych fotek a informací. K praskání bloku motoru začíná zejména v oblasti hlavních ložisek. Trhlina se vlivem cyklického zatěžování postupně šíří až do úplného lomu. Blok motoru je vyroben z litiny, která obecně snáší velice dobře tlak, ale v tahu má daleko nižší únosnost.

Ve všech analýzách jsou zobrazeny místa s velice vysokým redukovaným napětím. Je třeba rozlišit a vyhodnotit místa, která nebudou brána jako reálná. Jedná se především o místa styku okrajových podmínek, nebo místa kontaktu s vetknutým závitem šroubu. Tyto místa neodpovídají reálným hodnotám. Dále je třeba dávat pozor na špičkové výkyvy napětí, kde je vysoké napětí jen v styku hran plochy a okolní plocha není adekvátně ovlivněna tímto napětím.

6.4.1 BLOK MOTORU BEZ ÚPRAV

Počáteční simulaci jsem zvolil pouze zatížení bloku motoru od předpětí šroubů, která je zobrazena na obr. 48 pomocí výsledného redukovaného napětí (von Mises). Tento stav jsem použil pouze z důvodu zobrazení napětí, které vzniká natažením bloku motoru šrouby od hlavních ložisek a šrouby hlavy. Modro zelená až světle zelená místa pod hlavními ložisky nabývají hodnot 20-30 MPa, znázorňují oblast, ve kterém působí šrouby tahovým namáháním bloku motoru při působení předpětí na hlavní ložiska.



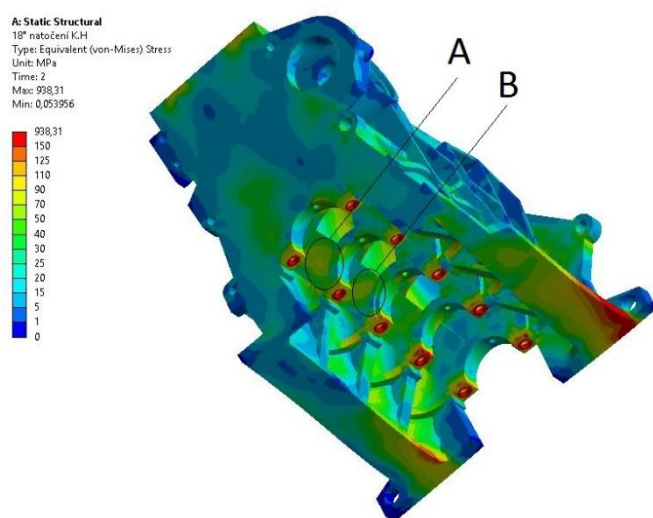
Obr. 48 Výsledné redukované napětí (von-Mises) předpětí od šroubů

Z důvodu následných detailů hlavních ložisek a rychlejší orientace je na obr. 48 je zobrazeno pořadí hlavních ložisek směrem od čelní plochy, tedy od umístění rozvodů k setrvačníku.

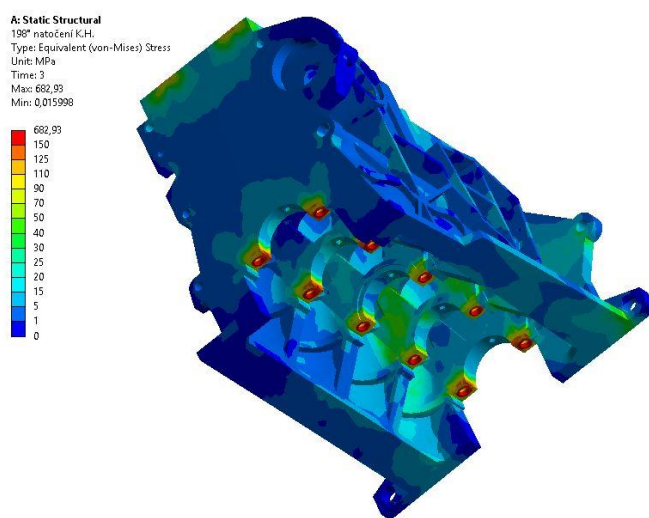
Analýzy maximálních zátěžných stavů, jsou zobrazeny na obr. 49-52 je možno porovnat zatížení bloku motoru v jednotlivých stavech natočení klikového hřídele. Obr. 49 zobrazuje maximální zatížení hlavních ložisek při expanzi v 1. válci a 18° natočení klikového hřídele, obr. 50 zobrazuje maximální zatížení hlavních ložisek při expanzi v 3. válci a 198° natočení

klikového hřídele, obr. 51 zobrazuje maximální zatížení hlavních ložisek při expanzi v 4. válci a natočení 377° klikového hřídele, obr. 52 zobrazuje maximální zatížení hlavních ložisek při expanzi v 4. válce a 557° natočení klikového hřídele.

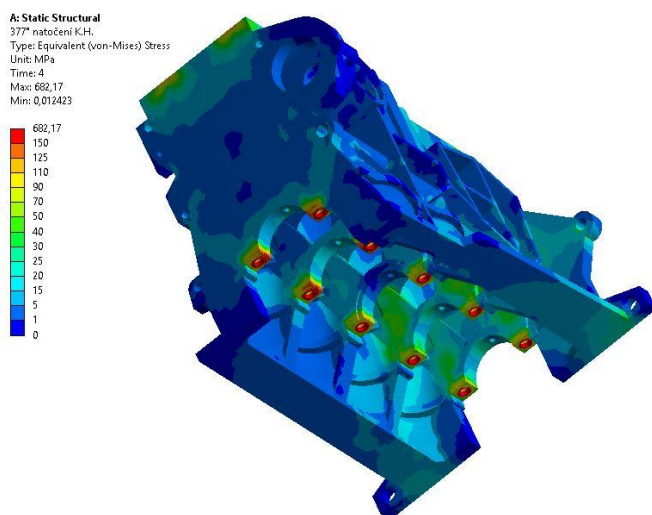
Ze všech těchto stavů byl určen nejhorší možný, který je zobrazen na obr. 49. Tento stav byl určen z hlediska největšího počtu namáhaných ložisek a nejvyšších dosahovaných hodnot redukovaného napětí. Jedná se tedy o 2, 3, a 4 ložisko. Z čehož jsou kritická místa v oblasti 2. a 3. ložiska. Na obr. 49 jsou zobrazena odkazem body A a B, která budou dále analyzována.



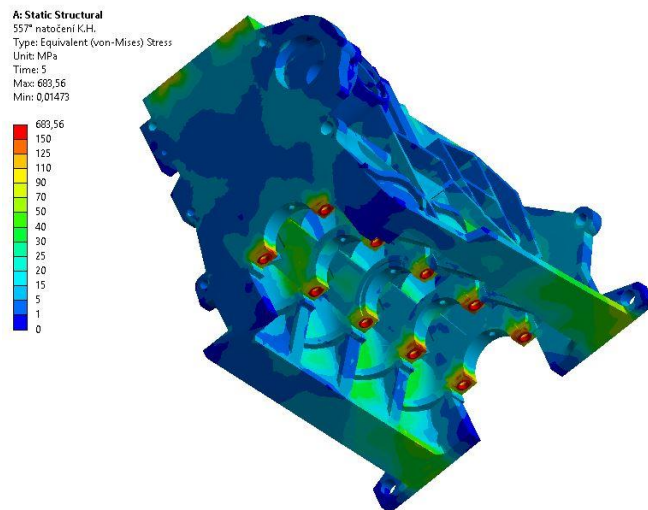
Obr. 49 Výsledné redukované napětí v 18° natočení K.H.



Obr. 50 Výsledné redukované napětí ve 198° natočení K.H.



Obr. 51 Výsledné redukované napětí v 377° natočení K.H.

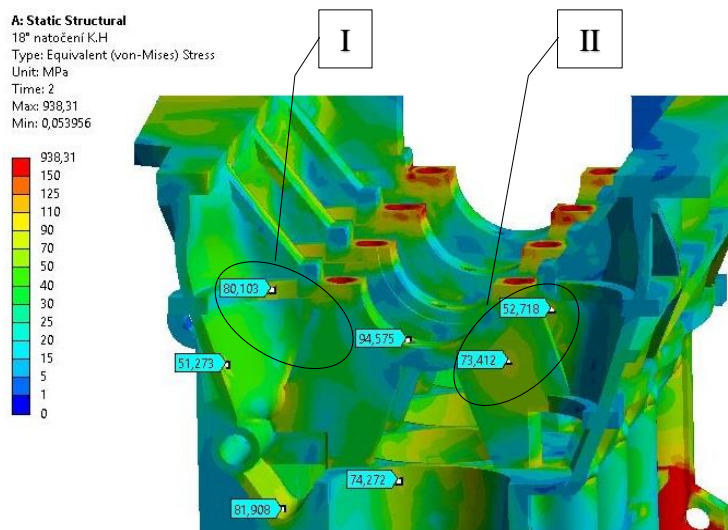


Obr. 52 Výsledné redukované napětí v 557° natočení K.H.



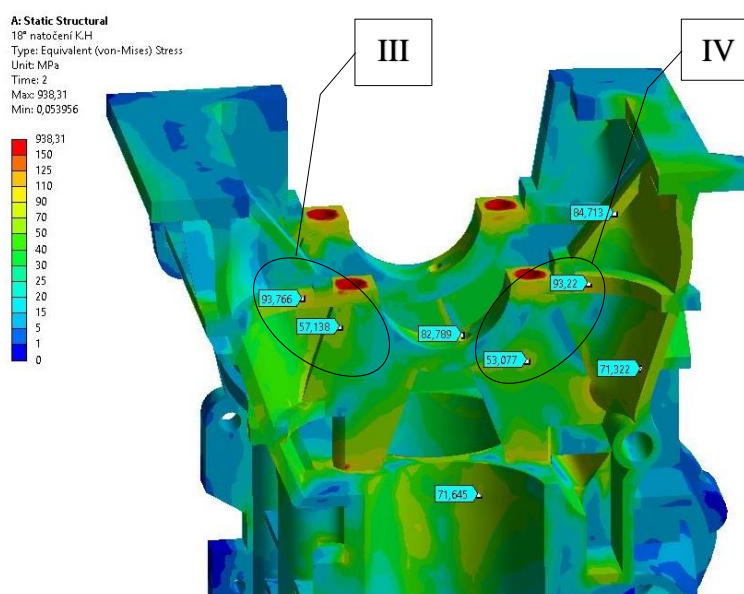
ANALYZOVANÝ STAV A

Na obr. 53 a 54 jsou zobrazeny detaily kritických míst 2. ložiska v bodě A. Obr. 53 znázorňuje pohled směrem od rozvodů, řez byl tedy proveden mezi 1. a 2. ložiskem. Minimální a maximální hodnoty nabývají od 51 do 94,6MPa redukovaného napětí. Pomocí odkazu I a II jsou zobrazeny místa, která jsou náchylná ke vzniku trhlin.



Obr. 53 Výsledné redukované napětí v bodě A-1

Obr. 54 znázorňuje detail 2. ložiska směrem od setrvačniku, řez byl tedy veden mezi 2. a 3. ložiskem. Minimální a maximální hodnoty nabývají od 53 do 93,7MPa redukovaného napětí. Pomocí odkazu III a IV jsou zobrazeny místa, která jsou náchylná ke vzniku trhlin.

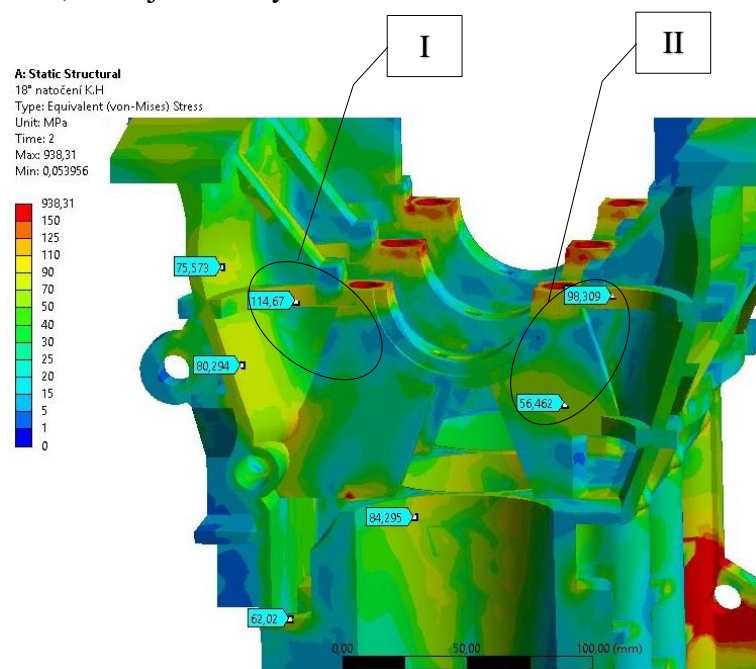


Obr. 54 Výsledné redukované napětí v bodě A1



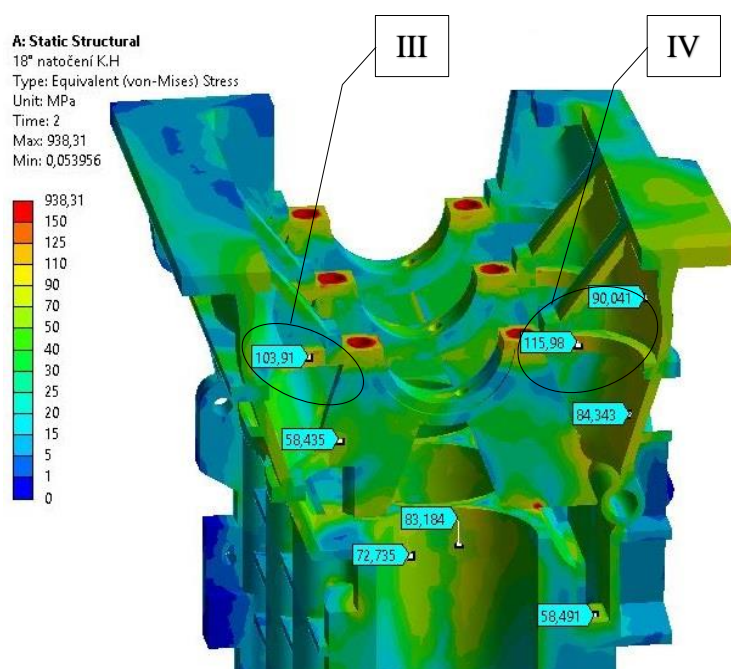
ANALYZOVANÁ STAV B

Na obr. 55 a 56 jsou zobrazeny detaily kritických míst 3. ložiska v bodě B. Obr. 49 znázorňuje pohled směrem od rozvodů, řez byl tedy proveden mezi 2. a 3. ložiskem. Minimální a maximální hodnoty nabývají od 56 do 114,7MPa redukovaného napětí. Pomocí odkazu I a II jsou zobrazeny místa, která jsou náchylná ke vzniku trhlin.



Obr. 55 Výsledné redukované napětí v bodě B-2

Obr. 56 znázorňuje detail 3. ložiska směrem od setrvačnicku, řez byl tedy veden mezi 3. a 4. ložiskem. Minimální a maximální hodnoty nabývají od 58,3 do 116MPa redukovaného napětí. Pomocí odkazu III a IV jsou zobrazeny místa, která jsou náchylná ke vzniku trhlin.



Obr. 56 Výsledné redukované napětí v bodě B-4

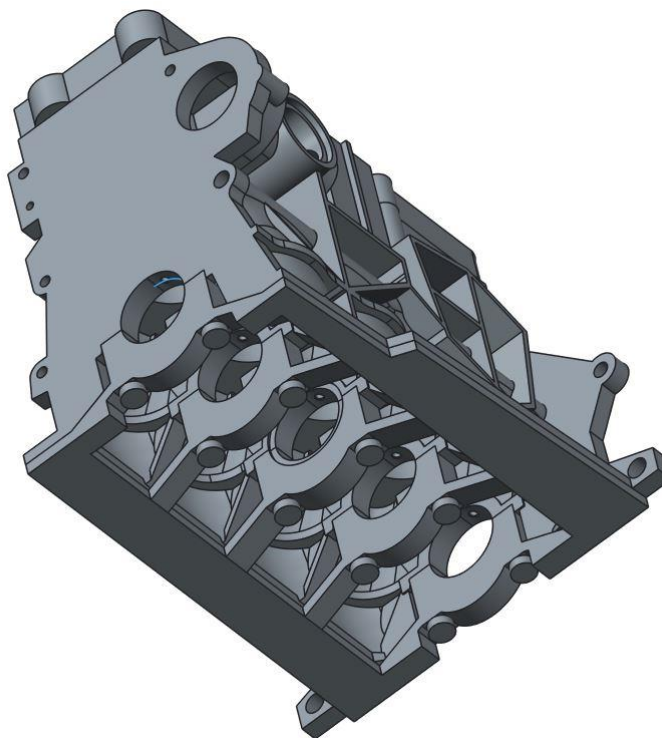


6.5 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Pro zvýšení tuhosti bloku motoru a snížení kritických napětí byly vytvořeny dva návrhy zpevnění bloku v oblasti hlavních ložisek. Způsoby zpevnění jsou řešeny pomocí ložiskového rámu.

6.5.1 LOŽISKOVÝ RÁM 1

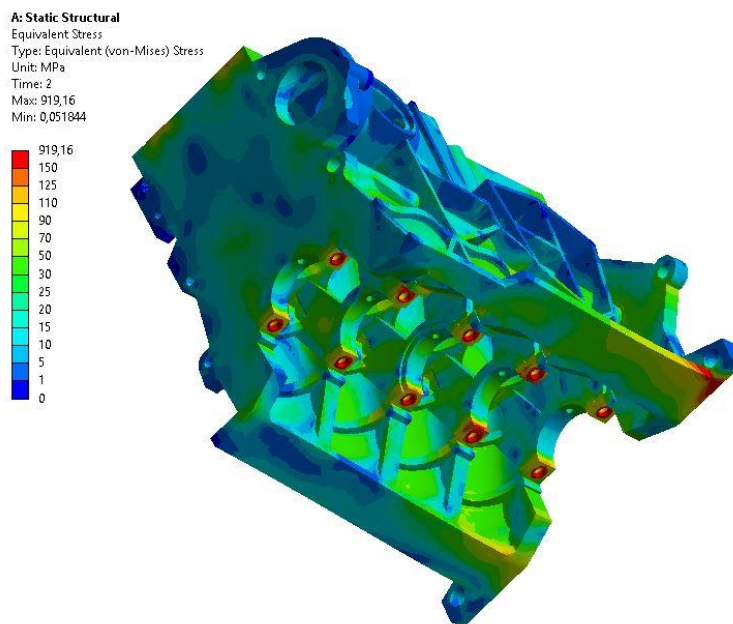
První návrh ložiskového rámu, byl tvořen myšlenou odlehčené konstrukce, která zpevní ložisková víka proti rozevření a síly budou zachytávat síly stěny, na které je víko připevněno.



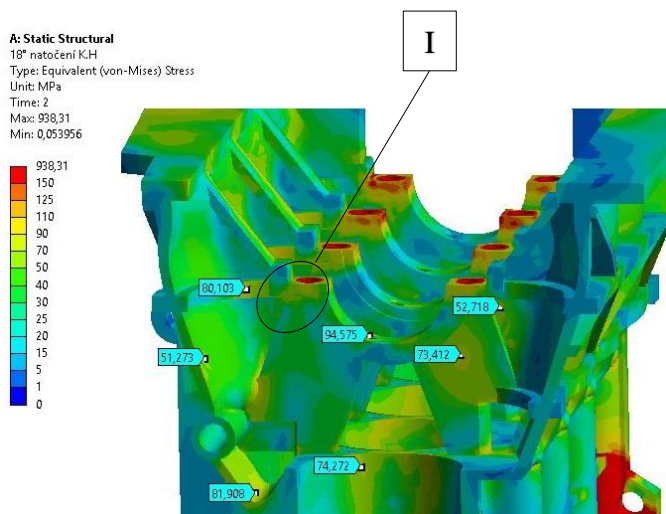
Obr. 57 Blok motoru s ložiskovým rámem 1

Pro simulaci byl použit již sestavený model, modifikovaný o ložiskový rám. Síly a okrajové podmínky jsou popsány v kapitole 6.2 Na kontakt ložiskového rámu a bloku motoru byl použit příkaz bonded, mezi šroub a ložiskový rám příkaz frictional s koeficientem tření.

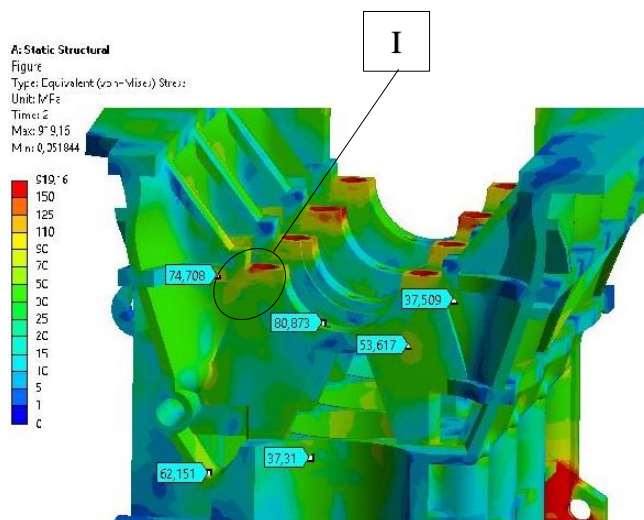
První byla vytvořena simulace nejhoršího stavu, tedy v 18° natočení klikového hřídele. Analýza průběhu napětí všech ložisek bloku motoru je zobrazena na obr. 58, za které byl vytvořen detailní pohled na kritický bod A v okolí ložiska 2 ze směru od rozvodů, tedy od ložiska 1. Detail je zobrazen na obr. 53 v porovnání se stavem bez ložiskového rámu.



Obr. 60 Výsledné redukované napětí ložiskový rám 1



Obr. 58 Výsledné redukované napětí v bodě A-1



Obr. 59 Výsledné redukované napětí s ložiskovým rámem I v A

Porovnáním obou stavů plyne, že ložiskový rám pomohl snížit kritické redukované napětí o 10 až 20 MPa. Z porovnání obou stavů je zřejmé rozevírání pláště bloku motoru, tedy dosedací plocha olejové vany a ložiskového rámu. V tomhle ohledu není ložiskový rám dostatečně tuhý dle požadavků. Dalším poznatkem z analýzy je vyšší náchylnost ke křížení bloku motoru s tímto rámem.

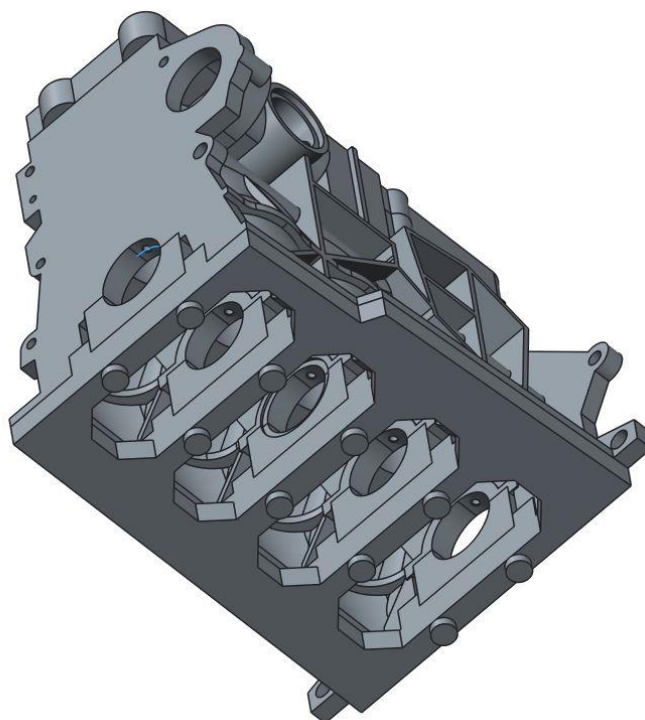
Pokud se zaměříme na zobrazenou oblast I, zjistíme že aplikací ložiskového rámu došlo ke zvýšení napětí, přímo v kritickém místě, od kterého se často šíří trhliny v reálném provozu. Ačkoli došlo ke snížení napětí v ostatních bodech, je tento ložiskový rám nevyhovující



6.5.2 LOŽISKOVÝ RÁM 2

Ložiskový rám 1 vyšel z předchozí analýzy jako účinný, ale nedostatečně, aby byl schopen zachytit i síly rozevírající blok. Z tohoto důvodu byl vytvořen ložiskový rám 2, který je složen z desky s dosedací plochou na blok motoru v místě olejové vany. V místě mezi hlavními ložisky a blokem motoru je vytvořena „západka“ viz obr. 61. Kontaktní plocha víka ložiska a ložiskového rámu jsou frézována do roviny.

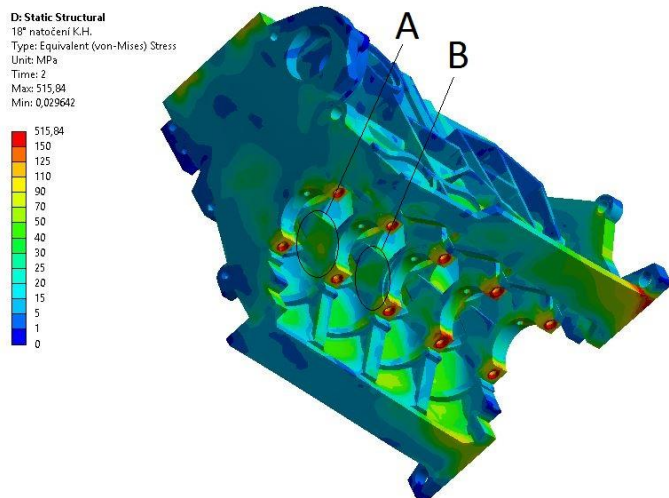
Pro simulaci byl použit sestavený model modifikovaný o ložiskový rám 2. Kontakt mezi ložiskovým rámem a blokem byl použit bonded, pro kontakt mezi ložiskovým rámem, víkem ložiska a šroubem příkaz frictional s koeficientem tření.



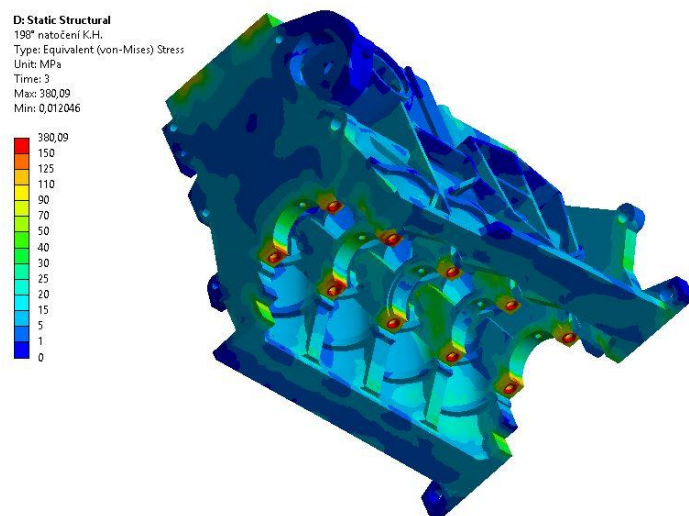
Obr. 61 Blok motoru s ložiskovým rámem 2

Na obr. 62-65 je zobrazena analýza sil zatížení celého bloku v jednotlivých natočení klikového hřídele. Jedná se o stejné zátěžné stavy jako v kapitole 6.4 kde jsou popsány.

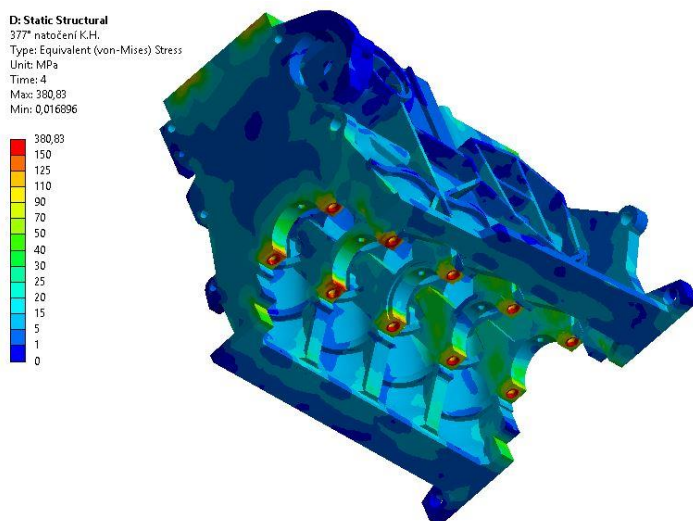
Kritický stav je dle očekávání v 18° natočení klikového hřídele, analyzované body A a B zůstávají na ložiscích 2 a 3. Na detailních obrázcích níže, jsou zobrazeny zátěžné stavy ve stejných pohledech pro porovnání s neupravovaným blokem z kapitoly 6.4



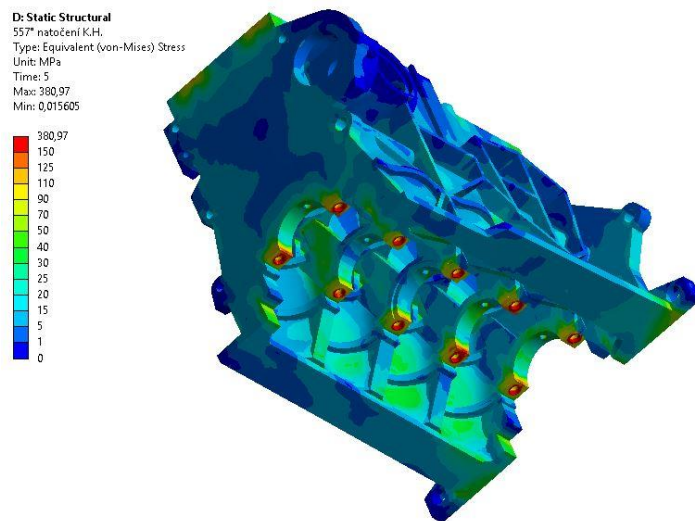
Obr. 62 Výsledné redukované napětí ložiskový rám 2 v 18° natočení K.H.



Obr. 63 Výsledné redukované napětí ložiskový rám 2 v 198° natočení K.H.



Obr. 65 Výsledné redukované napětí ložiskový rám 2 v 377° natočení K.H.



Obr. 64 Výsledné redukované napětí ložiskový rám 2 v 557° natočení K.H.



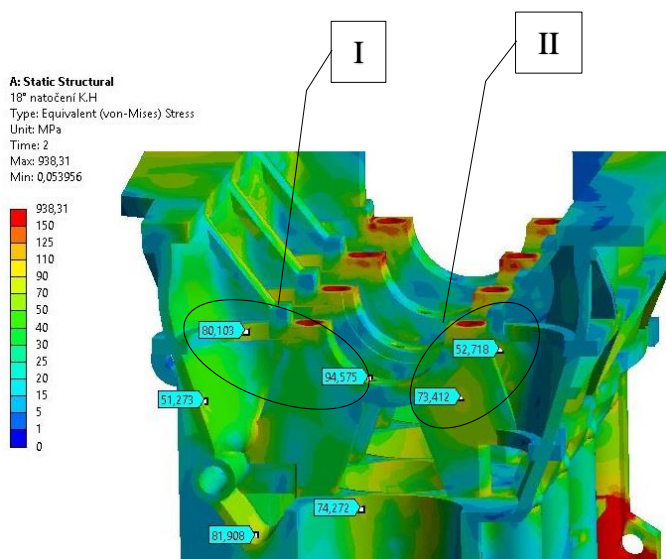
ANALYZOVANÝ STAV A

Obr. 66 a 67 znázorňují detail v bodě A směrem od rozvodů, řez byl tedy proveden mezi 1. a 2. ložiskem. Obrázky zobrazují detaily kritických míst 2. ložiska. Pro porovnání konstrukční úpravy je vlevo obr. 67 z kapitoly 6.4

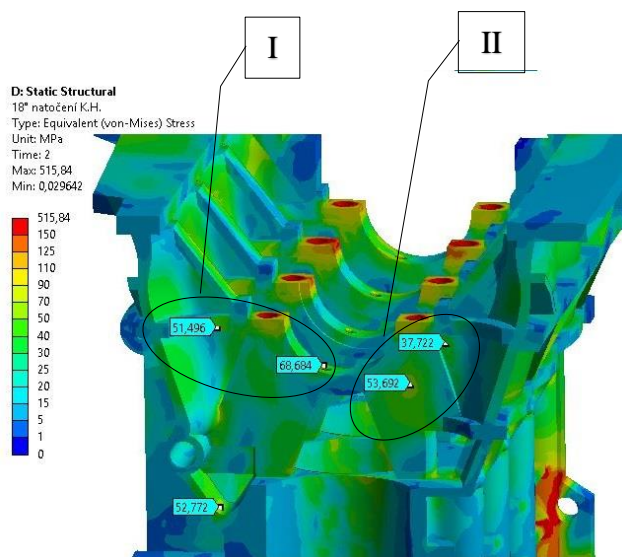
Hodnoty sériového bloku motoru nabývají od 51 do 94,6MPa redukovaného napětí. Pomocí odkazu I a II jsou zobrazeny místa, která jsou náchylná ke vzniku trhlin. Maximální hodnota kritického bodu nabývá 80,1MPa redukovaného napětí v místě I. Dalším kritickým bodem je vyústění mazacího kanálu, kde je redukované napětí 94,58MPa.

Hodnoty bloku motoru s ložiskovým rámem nabývají od 37,7 do 68,7MPa redukovaného napětí. Kritické napětí v bodu I se podařilo pomocí ložiskového rámu snížit na redukované napětí 51,5MPa. Redukované napětí v místě vyústění mazacího kanálku se podařilo snížit na hodnotu 68,7MPa

Porovnáním jednotlivých hodnot došlo k maximálnímu snížení redukovaného napětí o 30MPa a minimálně o 15MPa.



Obr. 67 Výsledné redukované napětí v bodě A-I



Obr. 66 Výsledné redukované napětí s ložiskovým rámem 2 v A-I

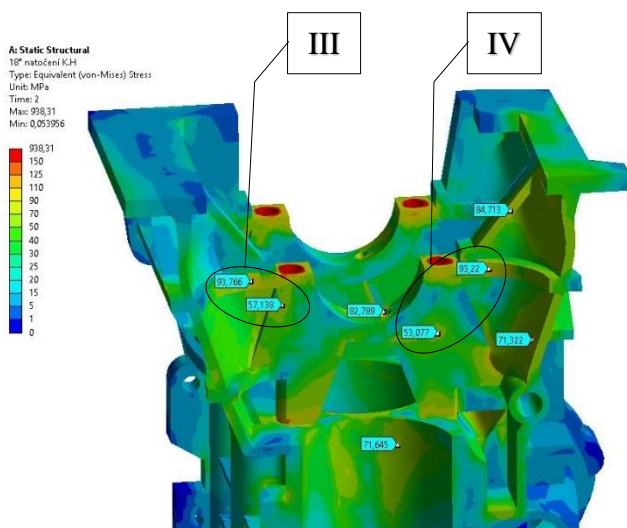


Obr. 68 a 69 znázorňují detail v bodě A směrem od setrvačníku, řez byl tedy proveden mezi 3. a 4. ložiskem. Obrázky zobrazují detaily kritických míst 2. ložiska. Pro porovnání konstrukční úpravy je vlevo obr. 69 z kapitoly 6.4

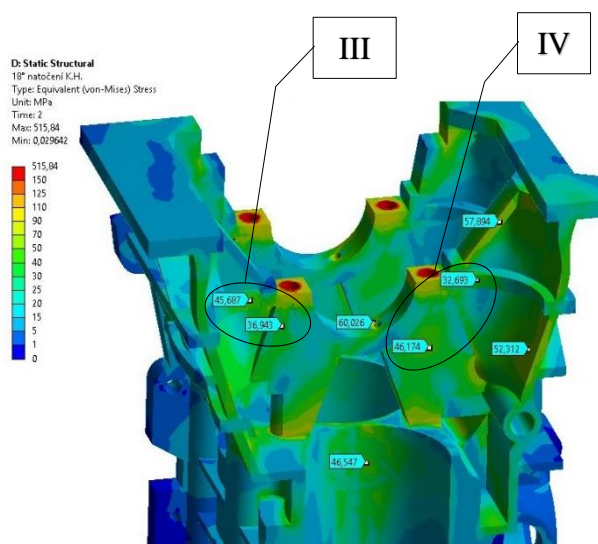
Hodnoty sériového bloku motoru nabývají od 53 do 93,7MPa a redukovaného napětí. Pomocí odkazu III a IV jsou zobrazeny místa, která jsou náchylná ke vzniku trhlin. Maximální hodnota kritického bodu nabývá 93,8MPa redukovaného napětí v místě III a druhá kritická hodnota nabývá 93,2MPa redukovaného napětí v místě IV.

Hodnoty bloku motoru s ložiskovým rámem nabývají od 32,7 do 60MPa redukovaného napětí. Kritické hodnoty v místě III se podařilo snížit na 45,7MPa redukovaného napětí a v místě IV na 32,7MPa redukovaného napětí.

Porovnáním jednotlivých hodnot došlo k maximálnímu snížení redukovaného napětí o 60MPa a minimálně o 20MPa.



Obr. 69 Výsledné redukované napětí v bodě A-3



Obr. 68 Výsledné redukované napětí s ložiskovým rámem 2 v A-3



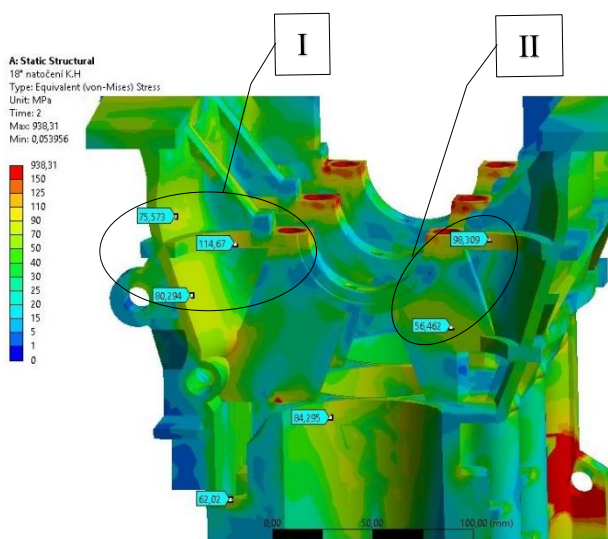
ANALYZOVANÝ STAV B

Obr. 70 a 71 znázorňují detail v bodě B směrem od rozvodů, řez byl tedy proveden mezi 2. a 3. ložiskem. Obrázky zobrazují detaily kritických míst 3. ložiska. Pro porovnání konstrukční úpravy je vlevo obr. 71 z kapitoly 6.4.

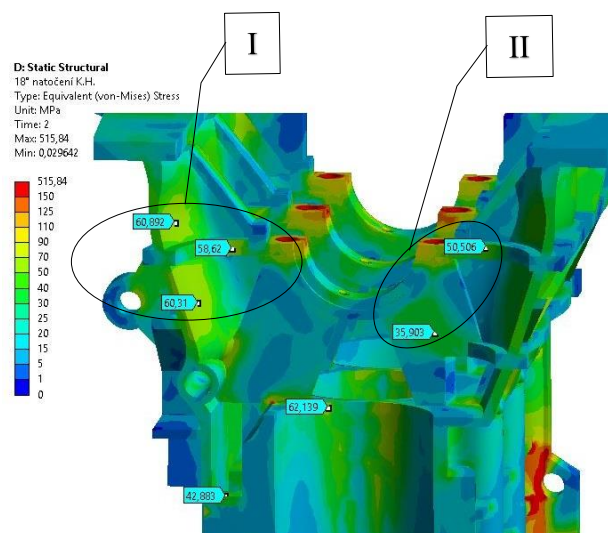
Hodnoty sériového bloku motoru nabývají od 58,3 do 116MPa redukovaného napětí. Maximální hodnota kritického místa nabývá 114,7MPa redukovaného napětí v místě I a druhá kritická hodnota nabývá 98,3MPa v místě II.

Hodnoty bloku motoru s ložiskovým rámem nabývají od 35,9 do 60,9MPa redukovaného napětí. Kritické hodnoty v místě I se podařilo snížit na 58,6MPa redukovaného napětí a v místě II na 50,5MPa redukovaného napětí.

Porovnáním jednotlivých hodnot došlo k maximálnímu snížení redukovaného napětí o 55MPa a minimálně o 15MPa.



Obr. 71 Výsledné redukované napětí v bodě B-2



Obr. 70 Výsledné redukované napětí s ložiskovým rámem 2 v bodě B-2

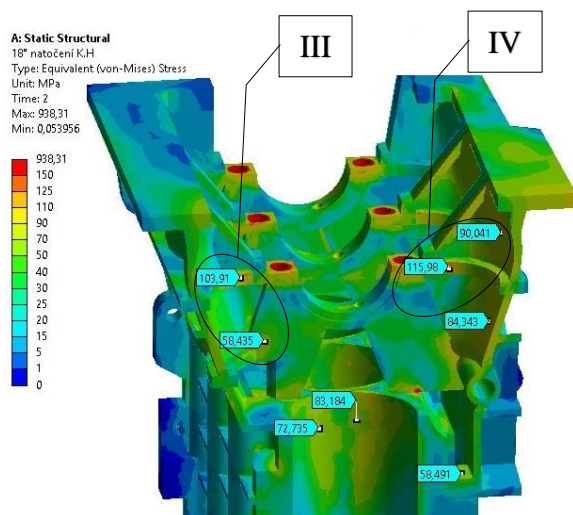


Obr. 72 a 73 znázorňují detail v bodě B směrem od setrvačníku, řez byl tedy proveden mezi 3. a 4. ložiskem. Obrázky zobrazují detaily kritických míst 2. ložiska. Pro porovnání konstrukční úpravy je vlevo obr. 73 z kapitoly 6.4.

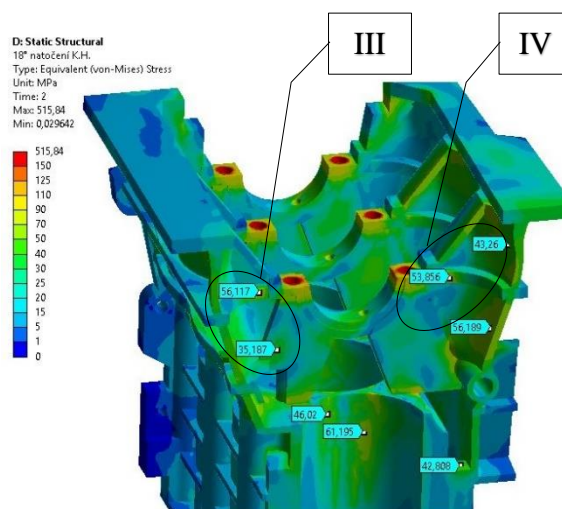
Hodnoty sériového bloku motoru nabývají od 58,3 do 116MPa a redukovaného napětí. Maximální hodnota kritického místa nabývá 103,9MPa redukovaného napětí v místě III a druhá kritická hodnota nabývá 115MPa redukovaného napětí v místě IV.

Hodnoty bloku motoru s ložiskovým rámem nabývají od 32,7 do 61,2MPa redukovaného napětí. Kritické hodnoty v místě III se podařilo snížit na 56,1MPa redukovaného napětí a v místě IV na 53,9MPa redukovaného napětí.

Porovnáním jednotlivých hodnot došlo k maximálnímu snížení redukovaného napětí o 47MPa a minimálně o 20MPa.



Obr. 73 Výsledné redukované napětí v bodě B-4



Obr. 72 Výsledné redukované napětí ložiskový rám 2 v bodě B-4



Závěr

V úvodu této práce je pojednáno o současném řešení bloků spalovacích motorů z hlediska konstrukčního řešení a častých problémů. Nedílnou součástí jsou získané informace o přetěžování bloků motoru a následné tvorbě trhlin až k celému lomu. Díky těmto informacím jsem získal základní náhled na problematiku tuhosti bloku motoru a kritických míst, na které se zaměřit.

V další části jsem řešil základní kinematiku motoru a rozbor sil, které působí na hlavní ložiska bloku motoru. Jelikož je v práci řešen reálný motor, díky tomu jsem měl o práci zájem, bylo třeba části pro výpočet přesně odměřit nebo zvážit. Jednalo se především o části pístní skupiny a ojnici, která byla odkývána. V neposlední řadě musel být vytvořen model části klikové hřídele, respektive jedno zalomení, pro zjištění polohy těžiště a jeho hmotnosti pro následnou redukci.

Pro vytvoření 3D modelu jsem využil metodu reverzního inženýrství prostřednictvím 3D skenování. Vytvoření modelu v programu Creo bylo časově náročné, jelikož jsem se snažil zpracovat uložení klikové hřídele do konstrukčních detailů, jakož i veškeré mazací a chladicí kanálky. Což vedlo k nadměrnému počtu elementů, to by značně prodlužovalo výpočetní čas a následně jsem došel k části kompromisů.

Pro další výpočtovou část jsem použil simulační software Ansys Workbench. Po dlouhém ladění sítě jsem se dostal na velmi přijatelnou hodnotu počtu elementů v síti. Což bylo velice důležité z hlediska výpočtového času, jelikož na blok motoru působí značné množství sil a různých kontaktů mezi součástmi, bylo třeba mít model dobře odladěný. Výpočtový model byl sestaven tak, aby nejdříve zatížil blok motoru pouze silami od předpětí šroubů a v následujících krocích na blok motoru působily síly od spalovacího procesu v pořadí zapalování.

Analýzou byly zjištěny kritická místa bloku motoru, které se blížily místům šíření trhlin u reálných bloků motoru. Následně bylo vytvořeno konstrukční řešení pro snížení napětí v kritických místech. Pro dané konstrukční řešení byl zvolen ložiskový rám 1 z oceli o hmotnosti 3,62kg. Z následující analýzy bylo zjištěno že daný rám snižuje redukované napětí v kritických místech v průměru o 10 až 20Mpa, ale nevyhovuje, protože se objevilo nové kritické místo zřejmě vlivem rozevírání a křížení bloku motoru. S tímto výsledkem jsem se nespokojil, daný rám nebyl dostatečně tuhý ve všech směrech a nedokázal zabránit rozevírání či křížení bloku. V neposlední řadě by byl obtížnější na výrobu.

Z těchto důvodů jsem navrhl ložiskový rám 2, který je tvořen ze slitiny hliníku a jeho hmotnost činí 3,76kg což tyto dva návrhy činí váhově srovnatelné. U tohoto návrhu jsem se zaměřil hlavně na jednodušší vyrobiteľnost z čehož odhaduji i nižší cenu, jelikož u prvního návrhu byly uvažovány hlavní víka vyráběná jako součást rámu, zde se použijí původní víka ložisek. Ložiskový rám 2 dosahuje v oblasti hlavních ložisek nižších napětí, ale výrazný rozdíl byl v oblasti pláště klikové skříně, kde se trhliny také často šíří. V každém zatěžném stavu došlo ke snížení všech zobrazených napětí a v žádném místě se nevytvořilo nové. V průměru byly sníženy kritické redukované napětí o hodnotu od 20 do 40MPa. Tímto byly splněny všechny body zadání diplomové práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory*. Brno, 2005. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [2] BRANKO, Remek. *Automobil a spalovací motor historický vývoj*. První vydání, Praha: Garda Publishing a.s., 2012, 157 s. IBSN 978-80-247-3538.
- [3] HROMÁDKO, Jan., HROMÁDKO, Jiří., HÖNIG, Vladimír., MILER, Petr. *Spalovací motory*. 1. vydání. Praha: Garda Publishing a.s., 2011, 296 s. IBSN 978-80-247-3475-0.
- [4] JAN, Zdeněk., ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily 4 příslušenství*. 4. vydání. Brno: Avid spol s.r.o., 2005. 305 s. IBSN 80-903671-0-0.
- [5] JAN, Zdeněk., ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily 3 motory*. 4. vydání. Brno: Avid spol s.r.o., 2007. 165 s. IBSN 978-80-903671-7-3.
- [6] *How to split the cases on 2 stroke motorcycles*. [online]. 10.5.2014 [cit. 7-3-2017]. Dostupné z: www.publi.cz/books/160/80.html
- [7] BOOSTADDICT. *Limit of S55 engine internals already found? TPG Tuning building F80 M3 / F82 M4 S55 motor*. [online]. 15.1.2016 [cit. 7-3-2017]. Dostupné z: <http://www.bimmerboost.com/content.php?6759-Limit-of-S55-engine-internals-already-found-TPG-Tuning-building-F80-M3-F82-M4-S55-motor>
- [8] ŠIMEK, Jakub. *T8 opravy pístových spalovacích motorů*. [online]. 2.2.2017 [cit. 5-3-2017]. Dostupné z: www.publi.cz/books/160/80.html
- [9] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno, 2012.
- [10] SKALSKÝ, R., BUKOVSKÝ, T. *Konstrukce pístových spalovacích motorů. Část I. Dynamika, vyvažování a torzní kmity*. 1. vyd. 1971
- [11] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. 1992. IBSN 80-206-0131-7.
- [12] ZATLOUKAL, L. *Odlehčení ojnice vznětového čtyřválce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Novotný, Ph.D
- [13] MENDŘICKÝ, R., KELLER, P. *Obsluha měřících zařízení bezkontaktní metody*. Liberec, 2015. Studijní opory. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní.
- [14] ATOS. *User Manual - Hardware*
- [15] PETRUŠKA, J. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno, 2005. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [16] Ansys/hepl



- [17] JASYN, S. *And yet another Toyota swap, but M-Tdi*. [online]. 11.8.2008 [cit. 5-4-2017]. Dostupné z: <https://forums.tdiclub.com/showthread.php?t=358097&page=14>
- [18] *Why You Should Inspect Your Oil Filter* [online]. [cit. 25-4-2017]. Dostupné z: http://www.amtracingengines.com/techtips/Tech_Tips.htm



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{ms}^{-2}]$	Zrychlení pístní skupiny
a_1	$[\text{ms}^{-2}]$	Zrychlení prvního řádu
a_2	$[\text{ms}^{-2}]$	Zrychlení druhého řádu
D	$[\text{mm}]$	Průměr závitu
D_{DP}	$[\text{mm}]$	Průměr ojnicního oka
D_{HP}	$[\text{mm}]$	Průměr oka ojnice pro pístní čep
F_{cl}	$[\text{N}]$	Celková síla působící od válce
f_h	$[-]$	Součinitel tření pod hlavou závitu
F_{hl1}	$[\text{N}]$	Síla v prvním ložisku
F_{hl2}	$[\text{N}]$	Síla v druhém ložisku
F_{hl3}	$[\text{N}]$	Síla v třetím ložisku
F_{hl4}	$[\text{N}]$	Síla v čtvrtém ložisku
F_{hl5}	$[\text{N}]$	Síla v pátém ložisku
F_n	$[\text{N}]$	Normálová síla od tlaku plynů
F_o	$[\text{N}]$	Ojnicní síla
F_{od}	$[\text{N}]$	Odstředivá síla rotujících částí
F_p	$[\text{N}]$	Síla od tlaku plynů
$F_{předp}$	$[\text{N}]$	Osová síla předpětí šroubu
F_r	$[\text{N}]$	Radiální síla
F_{S1}	$[\text{N}]$	Setrvačná síla prvního řádu
F_{S2}	$[\text{N}]$	Setrvačná síla druhého řádu
F_{SC}	$[\text{N}]$	Celková setrvačná síla posuvných částí
F_{sp}	$[\text{N}]$	Výsledná setrvačná síla
F_t	$[\text{N}]$	Tangenciální síla
J_A	$[\text{kg.m}^2]$	Moment setrvačnosti v bodě A
J_B	$[\text{kg.m}^2]$	Moment setrvačnosti v bodě B
J_T	$[\text{kg.m}^2]$	Moment setrvačnosti v těžišti
$K.H.$	$[-]$	Klikový hřídel
L	$[\text{mm}]$	Vzdálenost od A bodu k bodu B
L_A	$[\text{mm}]$	Vzdálenost těžiště od A



L_B	[mm]	Vzdálenost těžiště od B
L_{oj}	[mm]	Vzdálenost středů od středu oka ojnice do středu druhého oka
m	[kg]	Hmotnost
m_A	[kg]	Hmotnost ojnice v bodě A
m_B	[kg]	Hmotnost ojnice v bodě B
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
m_{oj}	[kg]	Hmotnost ojnice
m_T	[kg]	Hmotnost v těžišti
M_u	[N.m]	Utahovací moment
Např.	[-]	Například
Obr	[-]	Obrázek
p	[MPa]	Absolutní tlak ve válci
p_0	[MPa]	Atmosférický tlak
p_z	[mm]	Rozteč závitu
r	[mm]	Poloměr kliky
T	[-]	Perioda
Tab	[-]	Tabulka
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
θ	[MPa]	Tahové napětí šroubu
λ	[-]	Klikový poměr
μ_z	[-]	Součinitel tření v závitu
π	[-]	Rudolfovo číslo
Ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

